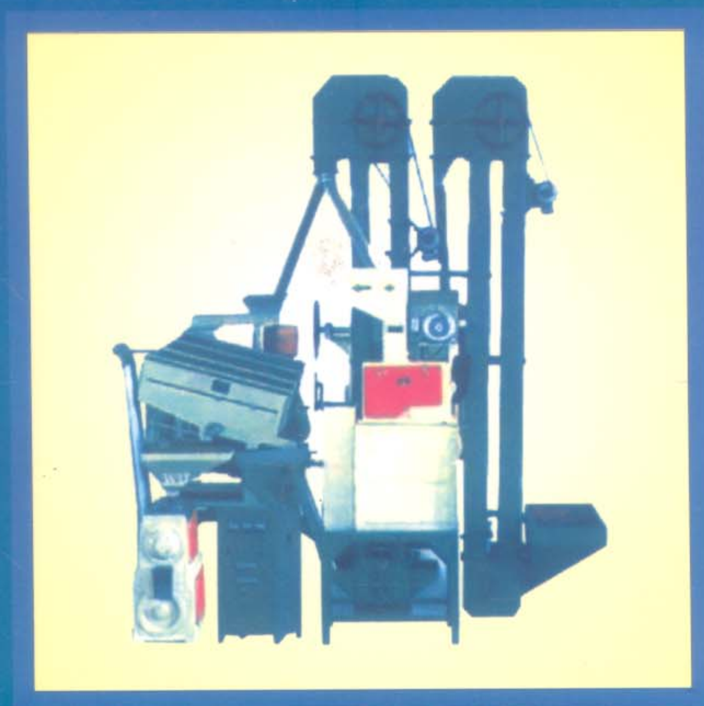
TÔN THẤT MINH

Giáo Trình
MÁY VÀ THIẾT BỊ CHẾ BIẾN LƯƠNG THỰC





NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA - HÀ NỘI

TÔN THẤT MINH

GIÁO TRÌNH

MÁY VÀ THIẾT BỊ CHẾ BIẾN LƯƠNG THỰC

NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA – HÀ NỘI

Mã số: 292-2010/CXB/13-50/BKHN

Biên mục trên xuất bản phẩm của Thư viện Quốc gia Việt Nam

Tôn Thất Minh

Giáo trình máy và thiết bị chế biến lương thực / Tôn Thất Minh. - H. : Bách Khoa Hà Nội, 2010. - 272tr. ; 27cm

Thư mục: tr. 268-269

1. Chế biến 2. Lương thực 3. Máy móc 4. Thiết bị 5. Giáo trình

664.0028 - dc14

BKB0003p-CIP

LỜI NÓI ĐẦU

Việt Nam là một trong những nước đứng đầu thế giới về xuất khẩu gạo. Các sản phẩm nông nghiệp ngày càng góp phần quan trọng trong nền kinh tế quốc dân. Để nâng cao giá trị các sản phẩm lương thực (chủ yếu là gạo) nhằm tăng giá trị xuất khẩu của loại sản phẩm này, ngoài việc thay đổi giống cây trồng và canh tác thì vấn đề chế biến cũng đóng góp phần quan trọng. Ngoài quy trình và canh tác thì vấn đề chế biến cũng góp phần quan trọng. Một quy trình chế biến với các máy móc và thiết bị thích hợp sẽ làm tăng giá trị của sản phẩm, tăng tỉ lệ thành phẩm góp phần hạn chế sự giảm chất lượng, hạ thấp tỉ lệ hao hụt trong bảo quản và chế biến lương thực.

Trong điều kiện nước ta hiện nay việc bảo quản và chế biến lương thực còn gặp nhiều khó khăn do thiếu máy, thiết bị chế biến có hiệu quả cao. Phần lớn các máy chế biến lương thực hiện dùng trong nước chưa đáp ứng được yêu cầu thực tế. Điều đó làm giảm giá trị của lương thực trong tiêu dùng cũng như xuất khẩu gây lãng phí một phần lương thực đã được sản xuất ra.

Giáo trình "Máy và thiết bị chế biến lương thực" được soạn cho sinh viên chuyên ngành Máy và Thiết bị thực phẩm.

Giáo trình trình bày một cách tương đối đầy đủ cấu tạo, nguyên lý làm việc, chức năng và tính toán các máy, thiết bị trong các công đoạn chính của quy trình chế biến lương thực là: làm sạch phân loại, xay, xát, nghiền, trộn và sấy (các công đoạn vận chuyển và định lượng chúng tôi có giáo trình riêng).

Chúng tôi hy vọng giáo trình này cũng là tài liệu cần cho các kĩ sư cán bộ kĩ thuật thuộc các ngành chế biến và bảo quản lương thực, chăn nuôi, máy và thiết bị thực phẩm hiện công tác tại các Viện, các nhà máy xí nghiệp. Đồng thời giáo trình còn là tài liệu tham khảo cho sinh viên các trường Bách Khoa, Nông nghiệp, Thương nghiệp... và các ngành có liên quan.

Trong quá trình soạn giáo trình dù sao cũng không tránh khỏi sai sót, chúng tôi mong nhận được sự góp ý của bạn đọc. Xin chân thành cảm ơn.

Tác giả

MỤC LỤC

CHƯƠNG I

NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN ĐỂ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MÁY VÀ THIẾT BỊ SẢN XUẤT LƯƠNG THỰC THỰC PHẨM

1.1. CHỨC NĂNG VÀ CẤU TẠO CÁC BỘ PHẬN CỦA MÁY

Để nghiên cứu những máy móc khác nhau, chúng ta cần phải biết chức năng cũng như cấu tạo của các chi tiết, bộ phận của một máy cụ thể nào đó mà ta quan tâm.

Bất cứ một máy nào kể cả máy hiện đại cũng đều có các bộ phận như bộ phận nạp liệu, các cơ cấu thừa hành có bộ phận công tác các cơ cấu dẫn động (động cơ) và các bộ phận điều khiển, điều chỉnh, bảo vệ và chuyển đổi.

Thiết bị cấp liệu dùng để cấp gián đoạn hay liên tục nguyên liệu hoặc bán thành phẩm. Tùy theo yêu cầu công nghệ mà thiết bị tiếp liệu có thể đảm bảo định lượng theo khối lượng (trọng lượng) hoặc thể tích sản phẩm ban đầu hoặc nguyên liệu vào máy. Ngoài ra thiết bị cấp liệu phải thỏa mãn đầy đủ nạp đều nguyên liệu và có thể điều chỉnh thay thế mà không làm thay đổi tính chất nguyên liệu vào máy.

Cơ cấu thừa hành dùng để truyền chuyển động đến các bộ phận công tác. Nó là một cơ cấu trung gian của máy nối liền cơ cấu truyền động với cơ cấu công tác. Cơ cấu trung gian gồm có hai khâu là khâu dẫn và khâu bị dẫn. Ở đây cơ cấu truyền động là những cơ cấu truyền năng lượng từ động cơ đến máy, còn cơ cấu công tác là cơ cấu trực tiếp tác động lên nguyên liệu thực hiện gia công nguyên liệu theo một quá trình công nghệ đã biết. Trong nhiều trường hợp, quá trình công nghệ trong máy được thực hiện bằng một vài bộ phận công tác mà mỗi bộ phận ấy lại thực hiện một nguyên công xác định. Những máy như thế là máy phức tạp khác với những máy đơn giản có một bộ phận công tác.

Các máy thường được dẫn động bằng những động cơ riêng.

Ngoài những cơ cấu các máy hiện đại thường có thêm nhiều bộ phận phụ để:

A – Điều chỉnh và hiệu chỉnh sự làm việc của máy.

B – Điều chỉnh máy, khởi động, dừng máy, kiểm tra.

C – Bảo vệ và chuyển đổi.

Phân tích cấu tạo của mỗi máy, cho phép ta xây dựng được sơ đồ công nghệ và sơ đồ động của nó cũng như xác định được điều kiện động lực làm việc của tất cả các cơ cấu, cụm và chi tiết cần thiết để tính toán và thiết kế máy.

1.2. PHÂN LOẠI MÁY SẢN XUẤT LƯƠNG THỰC THỰC PHẨM

Hiện nay khi sản xuất thực phẩm có nhiều dạng khác nhau người ta sử dụng các thiết bị công nghệ cũng hoàn toàn khác nhau. Các thiết bị đó có thể phân loại theo hàng loạt đặc điểm chung như sau:

a. Tính chất tác dụng lên sản phẩm gia công

– Theo tính chất này người ta phân ra:

+ Những máy trong đó sản phẩm chịu tác động cơ học, khi gia công trên máy ấy, sản phẩm không thay đổi tính chất của nó, mà chỉ có thể thay đổi hình dạng, kích thước hoặc những thông số tương tự khác chịu tác dụng cơ học.

+ Trong vài trường hợp, thiết bị công nghệ là những máy và thiết bị liên hợp, trong đó được phối hợp cả cơ học, lý hóa nhiệt và các dạng tác dụng khác như đã chỉ dẫn.

b. Cấu tạo của chu trình làm việc

Theo cấu tạo của chu trình làm việc mà phân ra:

– Máy tác dụng gián đoạn

– Máy tác dụng liên tục

Ở những máy tác dụng gián đoạn, sản phẩm gia công chịu tác dụng trong suốt thời gian của một chu kỳ nhất định và sản phẩm lấy ở máy ra đã qua chu kỳ đó. Sau đó quá trình lại tiếp diễn lặp lại với tính chất chu kỳ. Chế độ làm việc của các bộ phận công tác của những máy này thay đổi liên tục trong thời gian một chu kỳ.

Trong những máy tác dụng liên tục, thời gian của quá trình làm việc được ổn định, nạp sản phẩm ban đầu và lấy thành phẩm ra được tiến hành đồng thời. Các bộ phận công tác của những máy như thế làm việc trong những điều kiện ổn định.

Như vậy thì những bộ phận và chi tiết có công dụng giống nhau của các máy tác dụng gián đoạn đòi hỏi một phương pháp tính toán và thiết kế khác với máy tác dụng liên tục.

c. Theo mức độ cơ khí hóa và tự động hóa

Theo mức độ này người ta phân biệt:

– Các máy không tự động

– Các máy bán tự động

– Các máy tự động

Ở những máy không tự động, các nguyên công phụ (nạp tháo, dịch chuyển, kiểm tra) và một vài nguyên công công nghệ được thực hiện khi con người tác động trực tiếp lên đối tượng lao động. Trong những máy như thế, các cơ cấu và công cụ chỉ giảm nhẹ lao động chứ không giải phóng được con người.

Ở những máy bán tự động, tất cả các nguyên công công nghệ và các quá trình chủ yếu được thực hiện bằng máy, chỉ có một nguyên công phụ còn thực hiện bằng tay như vận chuyển, kiểm tra...

Ở những máy tự động, các nguyên công công nghệ và các quá trình cũng như tất cả các nguyên công và các quá trình phụ, kể cả vận chuyển và kiểm tra đều được thực hiện bằng máy.

Đặc điểm của những máy bán tự động và tự động là ngoài những bộ phận và những cơ cấu công tác còn có những bộ phận và cơ cấu đặc biệt dùng để đảm bảo tác dụng của máy.

d. Nguyên tắc phối hợp trong dây chuyền sản xuất

Theo nguyên tắc phối hợp này lại phân ra:

– Những máy riêng lẻ

– Những máy tổ hợp hoặc bộ máy

– Những máy liên hợp

– Hệ thống tự động

Theo đặc điểm chức năng, thì tất cả những trang bị dùng trong sản xuất thực phẩm có thể chia ra thành các nhóm hợp nhất những thiết bị giống nhau về nguyên lý và những máy tự động, căn cứ tác dụng của chúng lên sản phẩm và biện pháp kết cấu. Những nhóm đó là:

+ Những máy để phân riêng sản phẩm thực phẩm rời, phân riêng sản phẩm thực phẩm lỏng, phân riêng huyền phù thực phẩm phân tán khô, chuẩn bị và đồng hóa nhũ tương thực phẩm, phân chia từng chiếc sản phẩm thực phẩm dẻo.

+ Những máy khuấy trộn sản phẩm thực phẩm rời, khuấy trộn sản phẩm thực phẩm dẻo (bột nhào), khuấy sản phẩm thực phẩm lỏng.

+ Những máy cắt sản phẩm thực phẩm, định lượng sản phẩm thực phẩm lỏng.

+ Những máy xay xát và đánh bóng gạo. Những máy nghiền thực phẩm rời.

+ Những máy có vỏ quay dùng để gia công cơ, nhiệt hoặc gia công hóa học sản phẩm thực phẩm.

+ Những máy ép để ép sản phẩm thực phẩm và thức ăn gia súc.

+ Những máy rửa bao bì đựng sản phẩm thực phẩm lỏng.

+ Những thiết bị bốc hơi và trao đổi nhiệt dùng trong sản xuất thực phẩm.

1.3. CÁC TÍNH CHẤT CỦA NGUYÊN LIỆU

Tính chất công nghệ của hạt lương thực được đặc trưng bởi: cấu tạo, thành phần hóa học, tính chất cơ lý và tính chất hóa sinh của hạt. Do tính chất của hạt có ảnh hưởng quyết định tới quy trình sản xuất nên khi chế biến một loại hạt nào đấy cần phải nghiên cứu chi tiết tính chất công nghệ của hạt.

1.3.1. Cấu tạo và thành phần hóa học của hạt lương thực

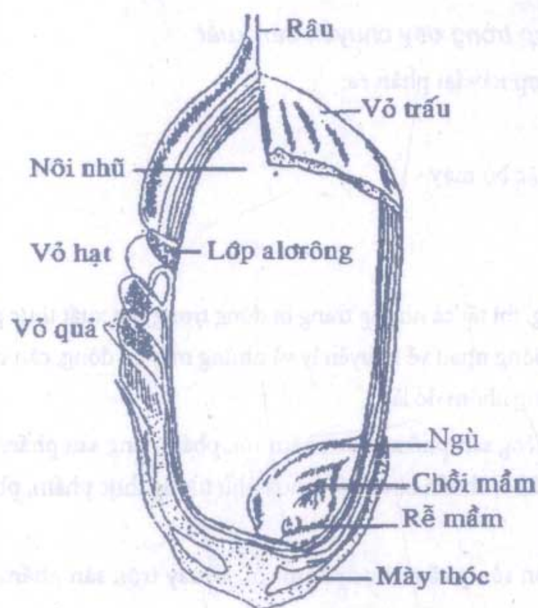
Hạt lương thực đều cấu tạo từ 3 thành phần chính (hình 1.1 giới thiệu cấu tạo hạt thóc) vỏ, nội nhũ và phôi.

Vỏ gồm: Vỏ trấu, vỏ quả và vỏ hạt. Loại hạt trần như ngô, mì... không có vỏ trấu, chỉ có vỏ quả và vỏ hạt. Loại hạt có vỏ trấu như lúa, cao lương đại mạch...

Thành phần hóa học chủ yếu của nó là xenluloza và chất khoáng: do cơ thể không tiêu hóa được nên trong chế biến vỏ được tách triệt để càng tốt.

Nội nhũ là phần chủ yếu chứa chất dinh dưỡng của hạt. Ngăn cách giữa nội nhũ và vỏ là lớp alơron hay còn gọi là lớp ngoại nhũ.

Phôi là phần mọc ra rễ và mầm khi hạt nảy mầm. Trong phôi có khá nhiều chất dinh dưỡng ở dạng phân tử thấp, đặc biệt nhiều chất béo. Trong sản xuất bột và gạo cần tách phôi càng sạch càng tốt vì nếu lẫn phôi nhiều thì khi bảo quản bột, gạo chóng bị hôi và khét do chất béo bị ôxi hóa. Ngăn cách giữa nội nhũ và phôi là lớp ngủ. Lớp ngủ có tính chất thẩm thấu. Nhờ vậy khi hạt nảy mầm, chất dinh dưỡng từ nội nhũ dễ dàng chuyển sang phôi để nuôi cây con. Ngoài 3 phần chính trên hạt còn có phần mày và râu.



Hình 1.1. Cấu tạo hạt thóc

Tỷ lệ từng phần của hạt lương thực được giới thiệu ở bảng 1.1:

Bảng 1.1. Tỷ lệ từng phần của hạt (% khối lượng hạt)

Loại hạt	Vỏ trấu	Vỏ lụa		
		Vỏ quả	Vỏ hạt	Tổng cộng
Lúa	14,0–35,0	1,2–1,5	1,0–1,5	2,2–3,0
Lúa mì	–	3,5–4,4	1,1–2,0	4,6–6,4
Ngô	–	10,0–15,0	–	–
Cao lương	5,0–6,0	1,0–1,5	1,0–1,5	2,0–3,0
Mạch hoa		18,0–24,0	1,5–2,0	19,5–26,0
Đại mạch	8,0–15,0	3,5–4,0	2,0–2,5	4,6–6,5

Loại hạt	Nội nhũ			Phôi và ngù
	Alơron	Phần nhiều tinh bột	Tổng cộng	
Lúa	4,0–6,0	66,0–70,0	70,0–76,0	4,0–6,0
Lúa mì	6,3–8,9	77,0–85,0	83,3–93,9	1,4–3,8
Ngô	–	–	79,0–90,0	8,0–14,0
Cao lương	–	–	82,0–88,0	6,0–10,0
Mạch hoa	3,0–5,0	57,0–65,0	60,0–70,0	10,0–16,0
Đại mạch	12,0–13,0	63,0–68,5	75,0–81,5	2,5–3,0

Thành phần của hạt lương thực phụ thuộc vào loại giống, điều kiện canh tác, khí hậu và độ màu mỡ của đất nơi trồng. Dưới đây là tỷ lệ những chất chủ yếu trong thành phần hóa học của một số loại hạt lương thực (bảng 1.2).

Bảng 1.2. Thành phần hóa học của hạt lương thực (% chất khô)

Loại hạt	Prôtit	Tinh bột	Chất béo	Xenluloza	Tro
Lúa	7,0–10,0	65,5–75,0	1,5–2,5	9,5–12,5	4,5–6,8
Lúa mì	10,0–25,0	60,0–75,0	2,0–2,5	2,0–3,0	1,5–2,2
Ngô	9,0–13,0	68,0–76,0	5,0–6,0	2,5–3,0	1,4–1,8
Cao lương	10,0–14,0	70,0–80,0	2,7–3,7	1,5–2,8	1,5–1,8
Mạch hoa	10,0–19,0	60,0–68,0	2,3–3,1	10,0–16,0	2,2–2,6
Đại mạch	10,5–14,5	68,0–78,0	1,9–2,6	4,5–7,2	2,7–3,1

Ngoài những chất chủ yếu trên, trong hạt lương thực còn có một lượng đường (1–4%), vitamin, pentozan, chất men, chất màu.

Riêng giống cao lương đường và ngô đường có hàm lượng đường khá cao (tới 6–8%).

Thành phần hóa học của hạt lương thực phân bố không đều trong các thành phần của hạt. Vì vậy khi chế biến cần tách những phần không có hoặc ít chất dinh dưỡng, đồng thời tận dụng hợp lý những sản phẩm phụ còn nhiều chất dinh dưỡng.

Dưới đây cho biết thành phần hóa học của một số hạt lương thực (bảng 1.3)

Bảng 1.3. Thành phần hóa học của hạt thóc, mì, ngô, cao lương

Các phần của hạt	Prôtit	Tinh bột	Đường	Chất béo	Xenluloza	tro
Hạt thóc (hạt tinh bột gạo có kích thước 3÷8μm)						
Thóc	94,0	68,51	1,5–2,5	1,8–2,5	15,48	6,0
Gạo	9,74	80	0,1–0,3	Dưới 1	0,34	1,19
Trấu	2,73*	3,61*	20,2*	–	56,72	19,61
Hạt mì						
Nội nhũ	12,91	78,82	3,54	0,68	0,15	0,45
Phôi	37,63	0	25,12	15,04	2,46	0,32
Vỏ và alơron	18,75	0	4,18	7,78	15,20	10,51
Ngô						
Nội nhũ	8,41	72,61	0,64	1,35	0,65	0,68
Phôi	16,34	8,2	10,80	25,03	2,75	7,55
Vỏ và alơron	8,77	7,40	0,34	1,41	16,85	1,27
Cao lương hạt						
Nội nhũ	12,30	82,50	–	0,60	–	0,37
Phôi	18,90	13,40	–	28,10	·	10,36
Vỏ và alơron	6,70	34,60	–	4,90	–	2,02

* Khi xay một phần phôi và nội nhũ lẫn vào trấu nên trong trấu có một lượng tinh bột, prôtit và đường.

1.3.2. Tính chất vật lý của hạt và sản phẩm lương thực

Hạt lương thực có nhiều hình dạng khác nhau. Đặc điểm hình học của hạt lương thực là chỉ số vật lý cần được lưu ý khi thiết lập quy trình chế biến. Biết kích thước của hạt cho phép chọn kích thước lỗ sàng, điều chỉnh máy nghiền và máy xay thích hợp. Ngoài ra nó cũng ảnh hưởng tới độ chặt của lô hạt khi bảo quản và chuyên chở.

Đặc trưng đặc điểm hình học của hạt (bảng 1.4) thì ngoài kích thước cần phải biết hình dạng của hạt. Hình dạng được thể hiện bởi hệ số dạng cầu (ψ) và xác định theo công thức:

$$\psi = \frac{F_c}{F_H}$$

Trong đó: F_c – Bề mặt tương đương theo thể tích hình cầu và tính theo công thức:

$$F_c = 4\pi.R^2 \text{ và } R = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}} \approx 0,62.\sqrt[3]{V}$$

(V – thể tích của hạt, mm^3)

F_H – Bề mặt ngoài của hạt, mm^2. Đối với lúa mì, lúa và đại mạch, F_H được xác định theo công thức:

$$F_H = 4\pi.R(1 + 3R) \text{ và } R = \frac{5a+6b}{60} \quad \text{(a, b, l – kích thước của hạt mm)}$$

Kích thước hình học của một số hạt cho ở bảng 1.4.

Bảng 1.4. Đặc trưng hình học của hạt lương thực

Loại hạt	Kích thước, mm			Thể tích v, mm^3	Bề mặt ngoài F_H, mm^2	ψ	V/F_H, mm
	Chiều dài l	Chiều rộng a	Chiều dày b				
Lúa	5,0–12,0	2,5–4,3	1,2–2,8	12–35	30–55	0,84	0,35–0,60
Lúa mì	4,2–8,6	1,6–4,0	1,5–3,8	19–42	40–75	0,82–0,85	0,49–0,64
Đại mạch	7,0–14,6	2,0–5,0	1,4–4,5	20–40	35–60	0,80	0,45–0,65
Ngô	5,5–13,5	5,0–11,5	2,5–8,0	140–260	80–145	0,55–0,80	0,70–0,90
Cao lương	2,6–5,8	2,4–5,6	2,0–5,0	50–85	60–90	0,95	0,75–0,85
Mạch hoa	4,4–8,0	3,0–5,2	2,0–4,2	9–20	30–55	0,60	0,50–0,70
Đậu Hà Lan	4,0–10,0	3,7–10,0	3,5–10,5	114–320	150–270	0,96	0,80–0,95

Đối với ngô có thể tính theo công thức:

$$F_H = \pi.R'\left(R' + \sqrt{l^2 + R'^2}\right); \; R' = \frac{a-b}{\pi} + \frac{b}{2}$$

Đối với cao lương đậu Hà Lan:

$$F_H = \frac{\pi}{9}(a + b + l) \approx 0,35(a + b + l)$$

Thể tích (V) của hạt tính theo công thức:

$$V = k.a.b.1$$

Trong đó: k – hệ số đặc trưng hình dạng hạt. Với lúa mì, lúa và đại mạch k = 0,52; với ngô k = 0,55; cao lương và đậu Hà Lan k = 0,56.

Có thể xác định thể tích của hạt bằng phương pháp tỷ trọng và phương pháp cân thủy tĩnh.

Bảng 1.5 dưới đây giới thiệu một số kích thước trung bình của một số giống thóc ở nước ta.

Bảng 1.5. Kích thước trung bình của hạt thóc

Loại thóc	Kích thước mm		
	Chiều dài 1	Chiều rộng	Chiều dày
Nông nghiệp 8	9,3	3,4	3,1
Nông nghiệp 22	8,9	3,0	2,9
Nông nghiệp 23	9,1	3,0	2,8
Trân châu lùn	7,4	3,2	2,8
Mộc tuyền	7,4	3,1	3,0
Nếp con	7,1	3,1	3,0
Nếp cái	7,5	3,4	3,2

Độ lớn của hạt ảnh hưởng tới tỉ lệ thành phẩm khi chế biến. Hạt càng lớn thì tỉ lệ nội nhũ càng cao. Vì vậy khi chế biến thu được thành phẩm nhiều. Để đánh giá độ lớn của hạt có thể dùng các chỉ số như: tỷ số V/F_H, lượng hạt không lọt lỗ sàng đã quy định và khối lượng 1000 hạt.

Tỷ số V/F_H của thóc và mì hạt nhỏ khoảng 0,35–0,40 mm, còn hạt lớn 0,50–0,60mm.

Lô thóc và hạt mì mà hạt có độ lớn cao thì lượng không lọt lỗ sàng 2,7 x 20mm phải trên 70%. Khối lượng 1000 hạt không những đặc trưng cho độ lớn mà còn đặc trưng cho độ nảy mầm, hạt càng lớn độ nảy mầm càng cao. Khối lượng 1000 hạt của các loại thóc ở nước ta khoảng 23–30g và ngô khoảng 200–350g.

Trong chế biến ngoài độ lớn của hạt còn phải chú ý đến độ đồng đều của lô hạt, vì độ đồng đều của lô hạt liên quan đến chế độ làm việc của thiết bị. Ngoài ra các chỉ số dung trọng, độ trắng của hạt lương thực cũng được coi là những chỉ số đánh giá chất lượng sản phẩm hoặc sử dụng khi thiết kế.

Khi thiết kế máy chế biến nguyên liệu hoặc sản phẩm rời người ta cần phải biết hệ số ma sát trong nguyên liệu và sản phẩm, vì nó ảnh hưởng tới quá trình đảo trộn để được một hỗn hợp đồng nhất. Mặt khác nó cũng ảnh hưởng tới quá trình vận chuyển, thí dụ như vận chuyển bằng ống tự trượt. Phần lớn các cấu tử mịn có hệ số ma sát trong khoảng 0,30 – 0,50, nhưng riêng với metionin – 0,11 và cobansunfat – 0,67. Đa số các phụ gia của thức ăn gia súc có hệ số ma sát tương đối lớn.

Một số loại hạt có hệ số ma sát như sau: Lúa 0,70–0,85; lúa mì 0,45–0,75; ngô 0,40–0,60, đại mạch 0,40–1,0 và cao lương 0,55–0,75.

Hệ số ma sát trong phụ thuộc vào độ ẩm, độ ẩm sản phẩm tăng thì hệ số ma sát tăng. Thí dụ cám có độ ẩm 14% thì hệ số ma sát 0,81, nếu độ ẩm 15–16% thì hệ số ma sát tăng lên 1,0–1,4.

Các tính chất vật lý của hạt và sản phẩm không cố định mà thay đổi tùy thuộc vào nhiều yếu tố, đặc biệt là ảnh hưởng của độ ẩm và nhiệt độ trong quá trình chế biến nước nhiệt. Khi độ ẩm tăng và ở nhiệt độ cao thì hạt trương lên tăng kích thước và thể tích. Đặc biệt thay đổi nhiều khi độ ẩm tăng 15–19% ở 45–55°C sau 6–12h. Kèm theo đó là giảm độ trắng trong và độ rắn của hạt. Riêng đối với thóc khi làm ẩm và ủ thì ở nội nhũ sẽ xuất hiện các vết nứt. Sau khi sấy những vết đó hiện rõ hơn, hiện tượng này không có lợi cho việc chế biến gạo.

Ngoài những tính chất vật lý ta vừa nêu ở trên, còn một số tính chất vật lý khác của hạt và các sản phẩm lương thực khác như kích thước phần tử, khối lượng riêng và vận tốc cân bằng cũng rất cần thiết đối với người thiết kế công nghệ cũng như máy và thiết bị chế biến lương thực (bảng 1.6).

Bảng 1.6. Kích thước, khối lượng riêng và vận tốc cân bằng của hạt và các sản phẩm chế biến (độ ẩm 13–14%)

Sản phẩm	Kích thước phần tử (rộng, dài hoặc đường kính tương đương, mm)	Khối lượng riêng, Kg/m³	Vận tốc cân bằng, m/s
Lúa mì	4,0–4,5	650–810	9,8–11,0
Đại mạch	3,5–4,2	600–700	9,0–10,5
Ngô	8,5–9,0	600–820	12,0–13,5
Thóc	2,5–5,0	460–620	9,0–10,0
	3,5–7,0	–	–
Gạo	2,4–4,0	650–720	7,5–8,3
	2,8–6,0	–	–
Đậu đen	–	–	11,0–12,0
Đậu tương	5,0–7,2	700–720	12,8–15,5
Bột đỗ tương	–	–	2,2–3,0
Bột mì	–	500–520	1,0–2,0
Sản phẩm hệ nghiền khô	–	540–550	1,8–3,0
Sản phẩm hệ nghiền mịn	–	–	1,6–2,5
Tấm gạo	1,0–1,6	700–850	5,0–6,3
Cám gạo	–	300-500	1,8–5,1
Trấu	–	100-200	3,6–4,9
Phôi mì	1,25–1,80	360	3,2–3,9
Cám mì	0,42–1,10	320	1,3–2,6
Ngô mảnh	1,50–3,50	600–700	7,0–8,0
Tấm ngô	0,59–1,25	550	3,3–4,5
Phôi ngô	2,50–4,50	270	4,1–4,5
Cám ngô	0,45–0,92	400	2,0–3,0
Nấm men	0,06–0,10	700	1,0–1,8
Nguyên tố vi lượng (thức ăn gia súc)	0,175–0,452	1450	1,6–3,0
Premic	0,119–0,316	630	0,9–1,3
Bột cá	0,41–0,635	610	2,2–2.8
Sữa khô	0,55–1,80	350	1,9–3,0

1.3.3. Tính chất hóa sinh của hạt, bột, gạo và thức ăn gia súc

Tính chất hóa-sinh của hạt được đặc trưng bởi thành phần hóa học, sự phân bố thành phần hóa học trong các phần tử của hạt, hoạt động của 1 số fecmen thủy phân và tồn tại 1 số chất hoạt tính trong các phần giải phẫu của hạt.

Ảnh hưởng của độ ẩm và nhiệt độ tới tính chất hóa sinh của hạt

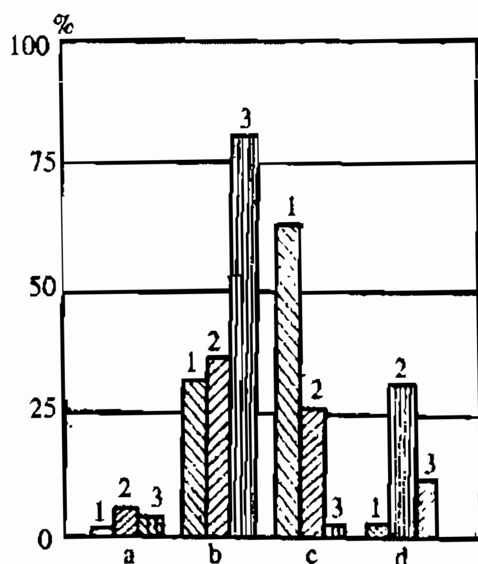
Các yếu tố ảnh hưởng tới trạng thái của hạt là độ ẩm và nhiệt độ. Khi độ ẩm và nhiệt độ chênh lệch so với giá trị cân bằng thì tính chất hóa-sinh của hạt thay đổi.

Độ ẩm tới hạn của hạt là 14-15%. Khi độ ẩm cao hơn độ ẩm tới hạn thì cường độ hô hấp và các hoạt động sinh lí của hạt tăng nhanh. Nhiệt độ không những ảnh hưởng tới hoạt động của các chất men mà còn tác động trực tiếp tới Protit của hạt. Tuy nhiên ảnh hưởng của nhiệt độ còn liên quan tới độ ẩm, nếu độ ẩm của hạt cao thì ảnh hưởng của nhiệt độ mạnh hơn- đây là điểm cần lưu ý khi gia công hạt bằng nhiệt.

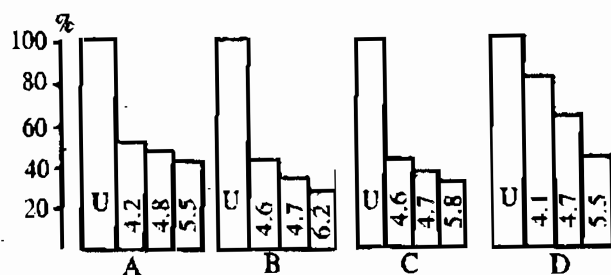
Loại hạt khác nhau thì độ chịu nhiệt cũng khác nhau, chẳng hạn hạt có độ ẩm 16% thì ngô có thể chịu nhiệt tới 75°C; lúa mì tới 55°C; đại mạch, lúa và các loại hạt khác chỉ 49°C. Khi sấy hoặc chế biến nước nhiệt cần chọn nhiệt độ thích hợp đối với từng loại hạt.

Phương pháp tăng giá trị của bột và gạo

Giá trị thực phẩm của bột và gạo không những chỉ tính theo độ calo mà còn phải tính tới các chất có tác dụng sinh học như: sinh tố, các axit amin không thay thế được và các hợp chất khác cần thiết duy trì bình thường trong cơ thể. Ví dụ người làm việc ở mức nặng nhọc trung bình thì hàng ngày cần 2mg sinh tố B_1, 2mg-B_2 và 15mg PP. Khi ăn bánh mì, mì sợi, cơm và các sản phẩm lương thực khác cần đảm bảo cho cơ thể khoảng 15% Protit và 5-20% các nguyên tố vi lượng. Sự phân bố các tính chất dinh dưỡng trong từng phần của hạt không đều, do vậy khi chế biến lương thực cần phải có phương pháp chế biến thích hợp đối với từng loại sản phẩm cụ thể để có thể giữ lại được các chất sinh tố và các chất dinh dưỡng vi lượng nhiều nhất.



Hình 1.2.
Sự phân bố vitamin trong từng thành phần hạt mì
a-Vỏ; b-Lớp aloron; c-Phôi; d-Nội nhũ; a-B_1; 2-B_2; 3-PP

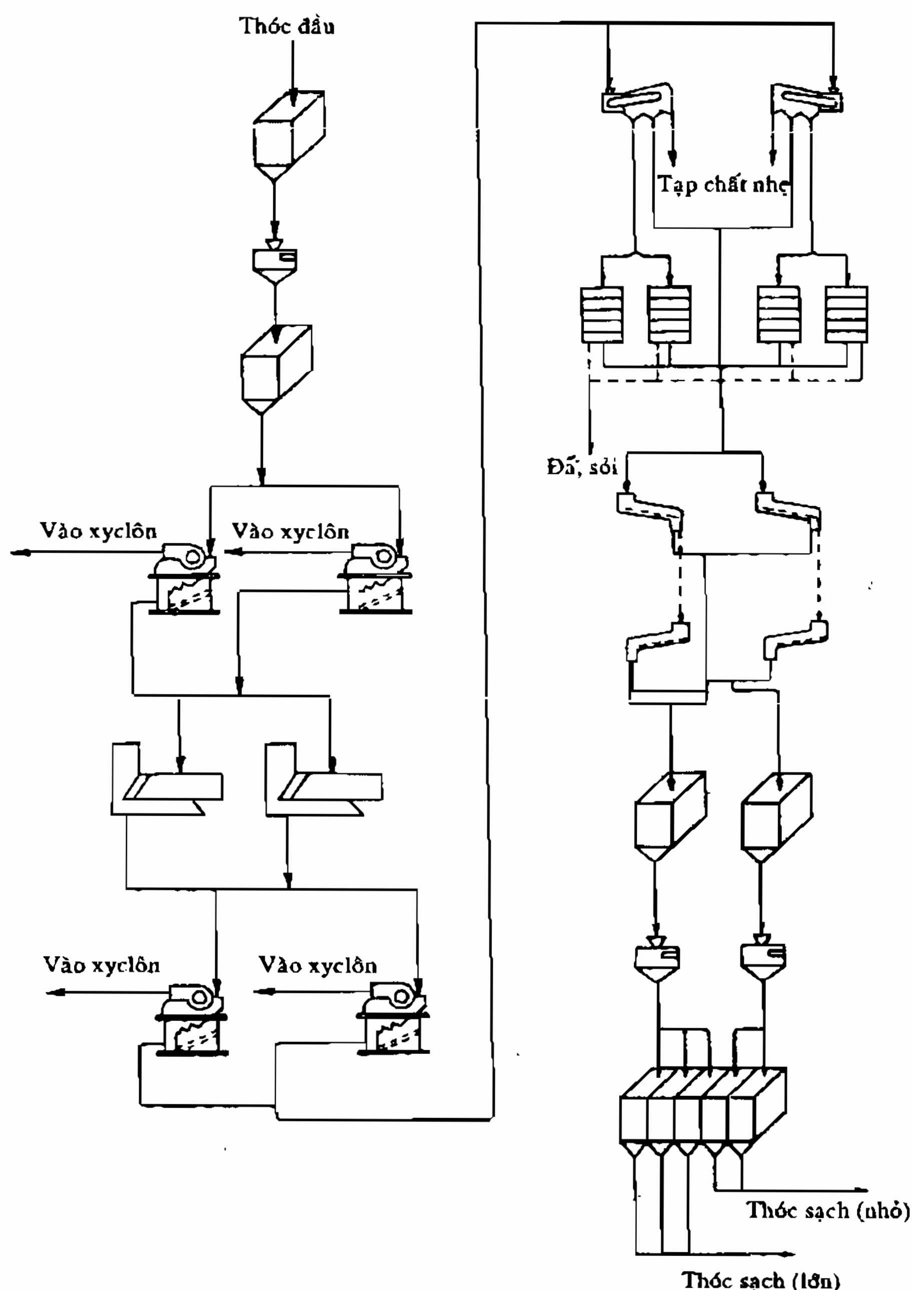


Hình 1.3.
Ảnh hưởng của số lần xát tới hàm lượng B_1 trong gạo;
U. Gạo lát; A.Gạo mua vỏ hạt trắng; B. Gạo chiêm, C. Gạo tám thơm; D. Gạo nếp

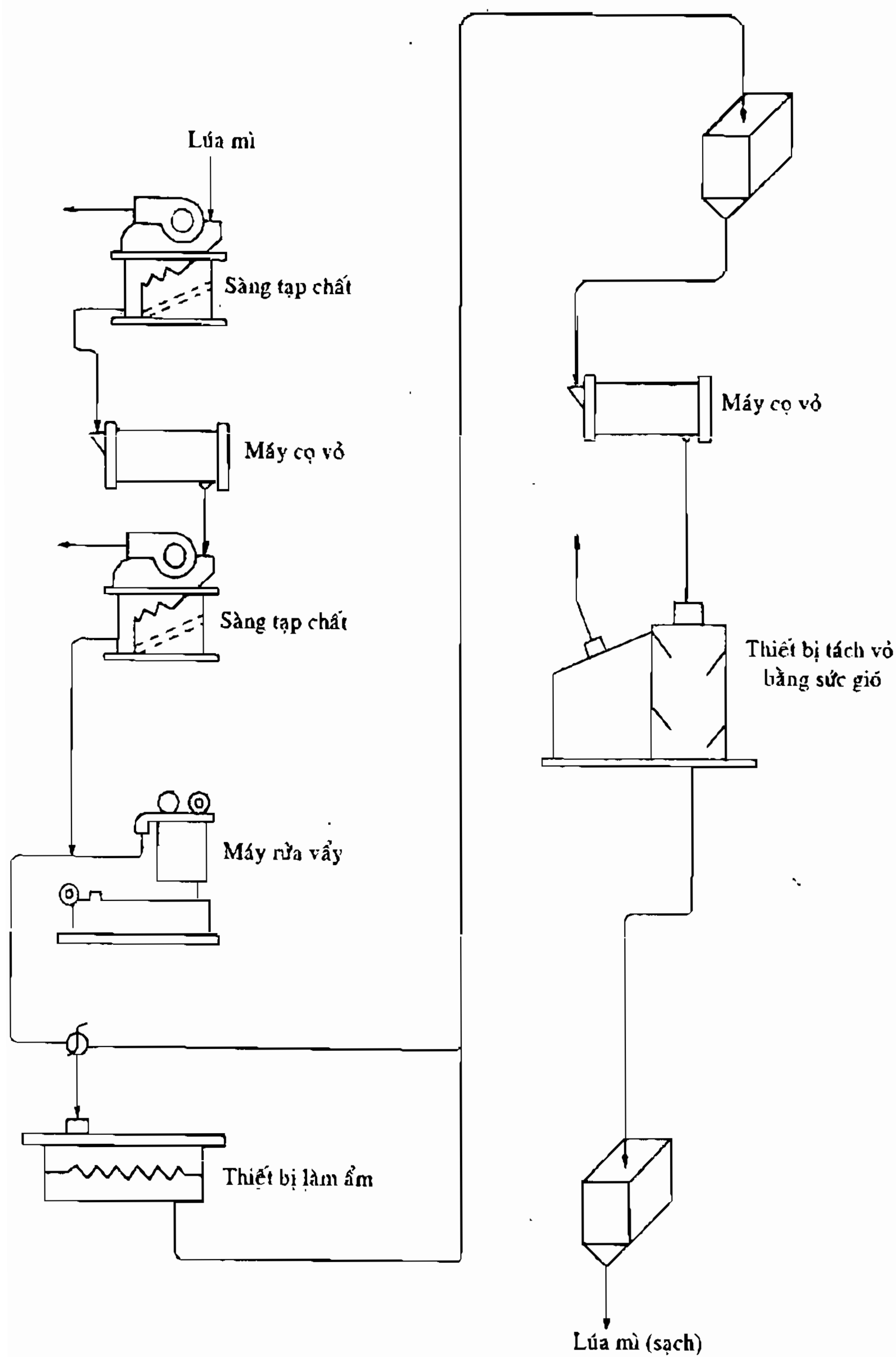
Đồ thị dưới đây cho chúng ta thấy sự phân bố vitamin trong từng thành phần bột mì (hình 1.2) và ảnh hưởng của số lần xát tới hàm lượng B_1 trong gạo (hình 1.3).

Trong chế biến gạo hiện nay nhiều nước đã dùng phương pháp xử lí nước nhiệt theo quy định: ngâm lúa trong nước ở nhiệt độ 45–70°C sau đó hấp, sấy rồi làm nguội. Kết quả hạt gạo rắn hơn, tỷ lệ gạo nguyên cao, lượng tấm giảm, hàm lượng protit, vitamin và các nguyên tố vi lượng trong gạo tăng lên, đồng thời tăng độ tiêu hóa. Tuy nhiên phương pháp này có nhược điểm là màu sắc gạo bị vàng.

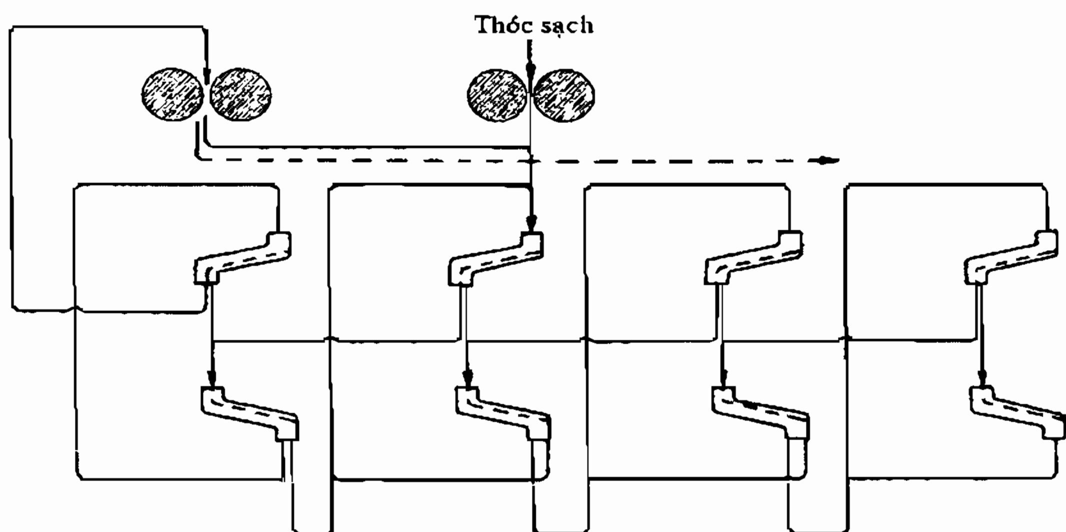
1.4. MỘT SỐ DÂY CHUYỀN CHẾ BIẾN LƯƠNG THỰC



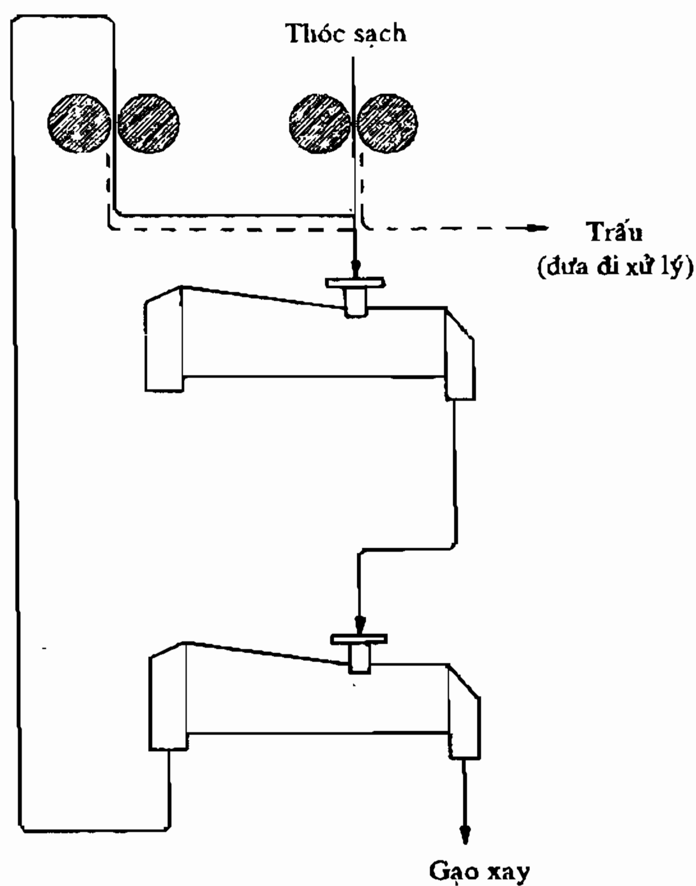
Hình 1.4. Dây chuyền sản xuất của công đoạn làm sạch ở nhà máy chế biến gạo



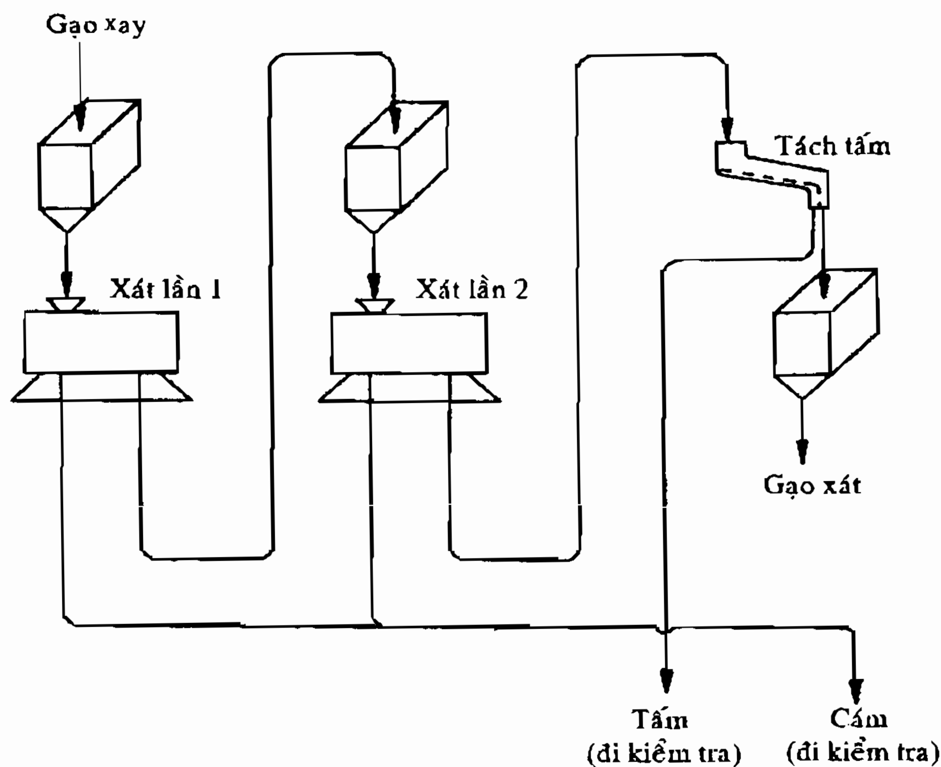
Hình 1.5. Dây chuyền sản xuất của công đoạn làm sạch ở nhà máy chế biến bột mì



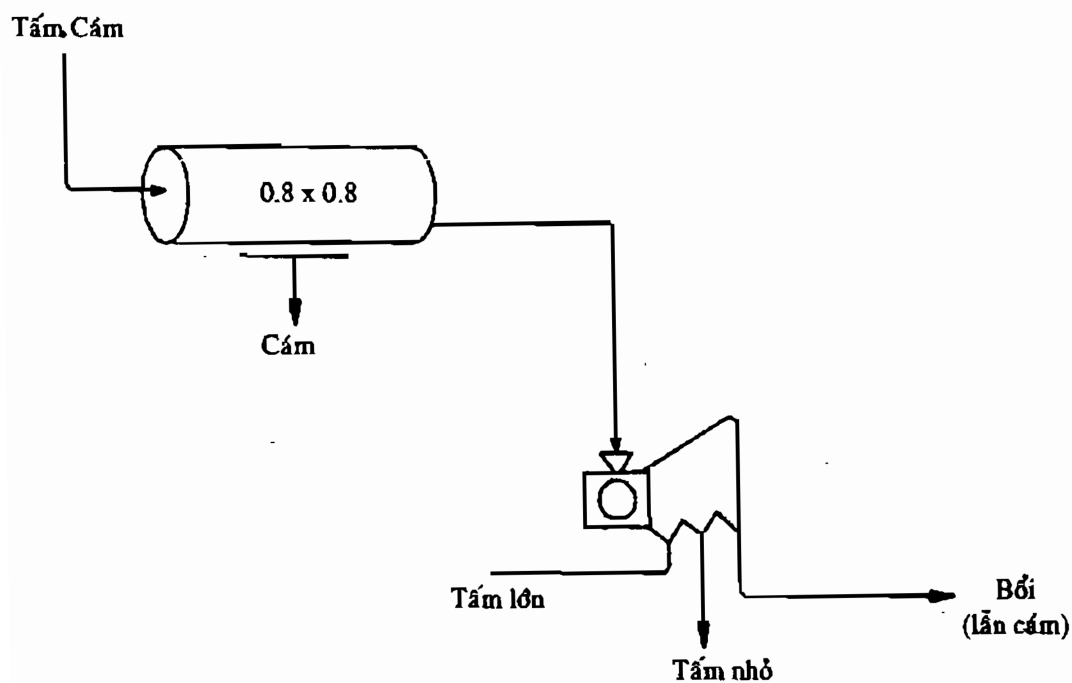
Hình 1.6. Dây chuyền sản xuất công đoạn xay ở nhà máy chế biến gạo (dùng hệ sàng chuỗi tuần hoàn đơn giản)



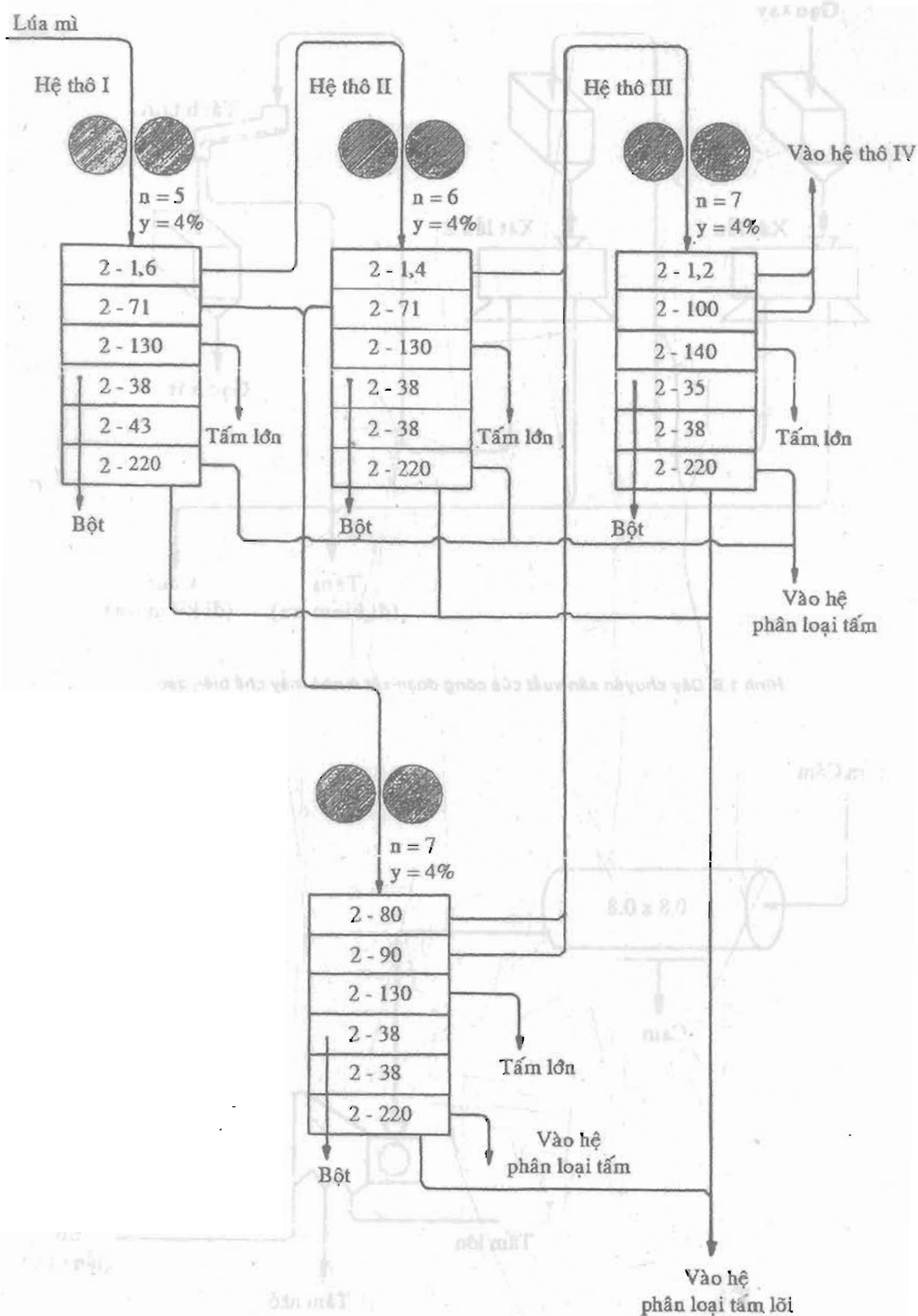
Hình 1.7. Dây chuyền sản xuất của công đoạn xay ở nhà máy chế biến gạo (dùng Pakis để phân chia hỗn hợp thóc gạo xay)



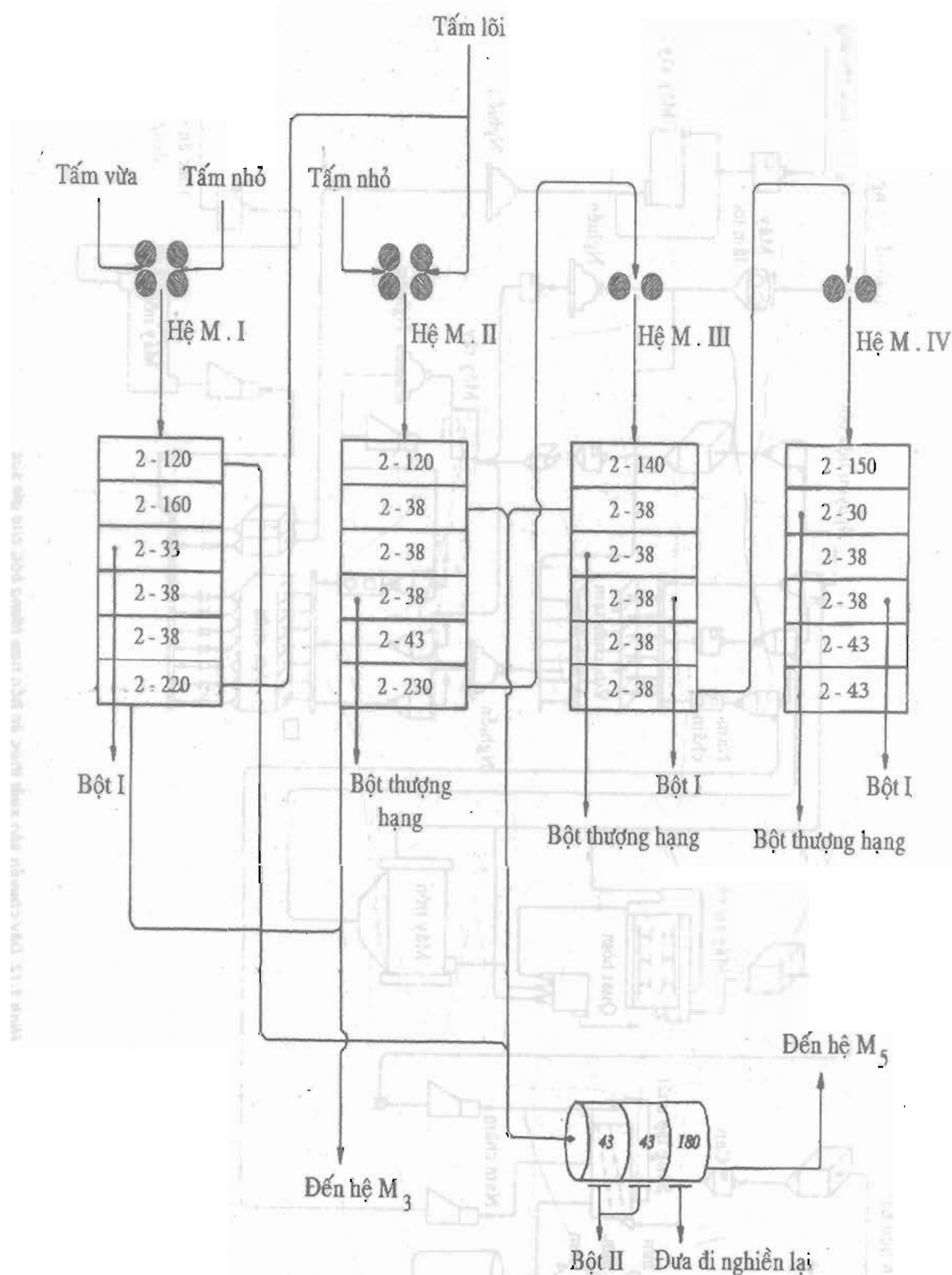
Hình 1.8. Dây chuyền sản xuất của công đoạn xát ở nhà máy chế biến gạo



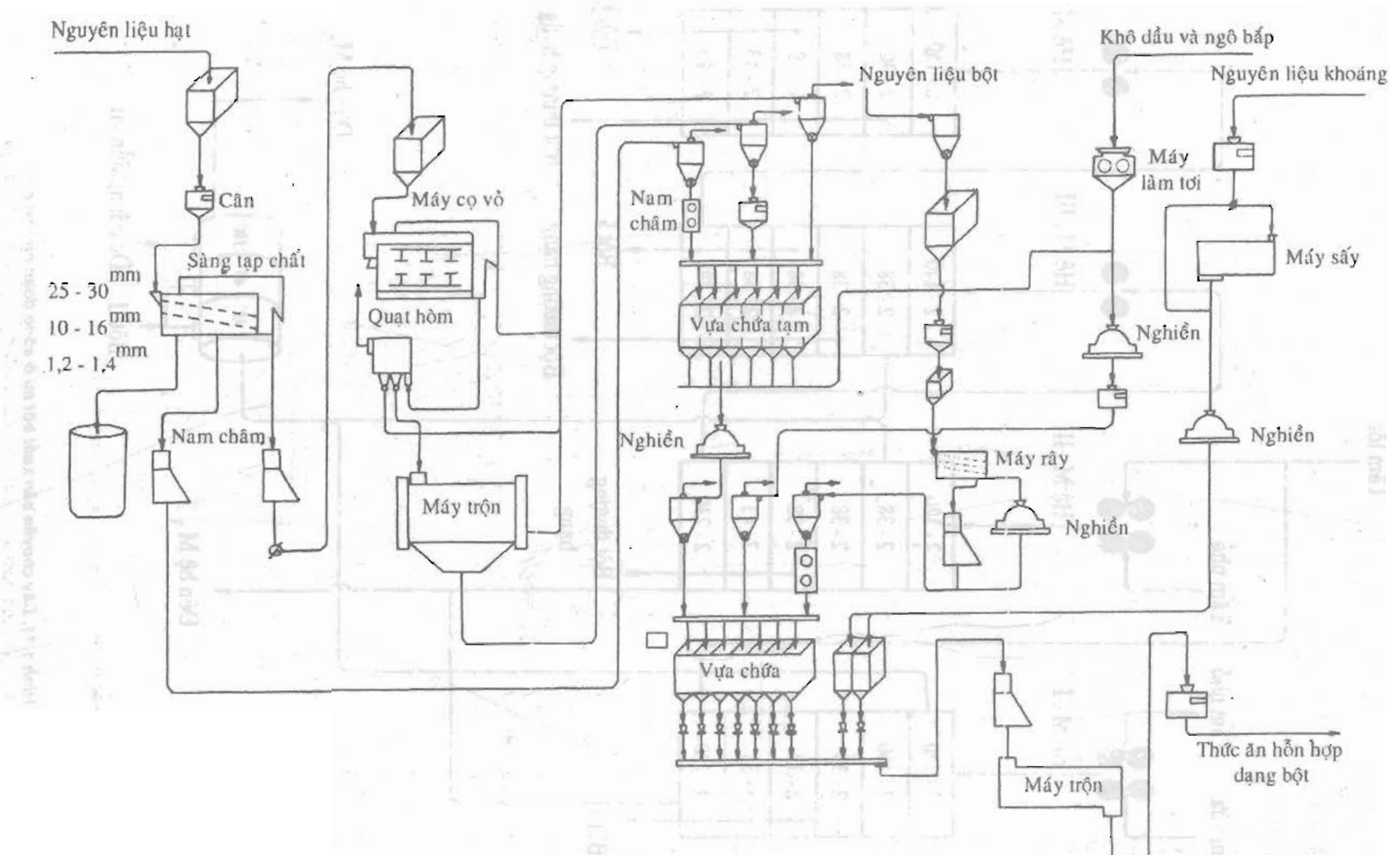
Hình 1.9. Dây chuyền sản xuất của công đoạn xử lý cám ở nhà máy chế biến gạo



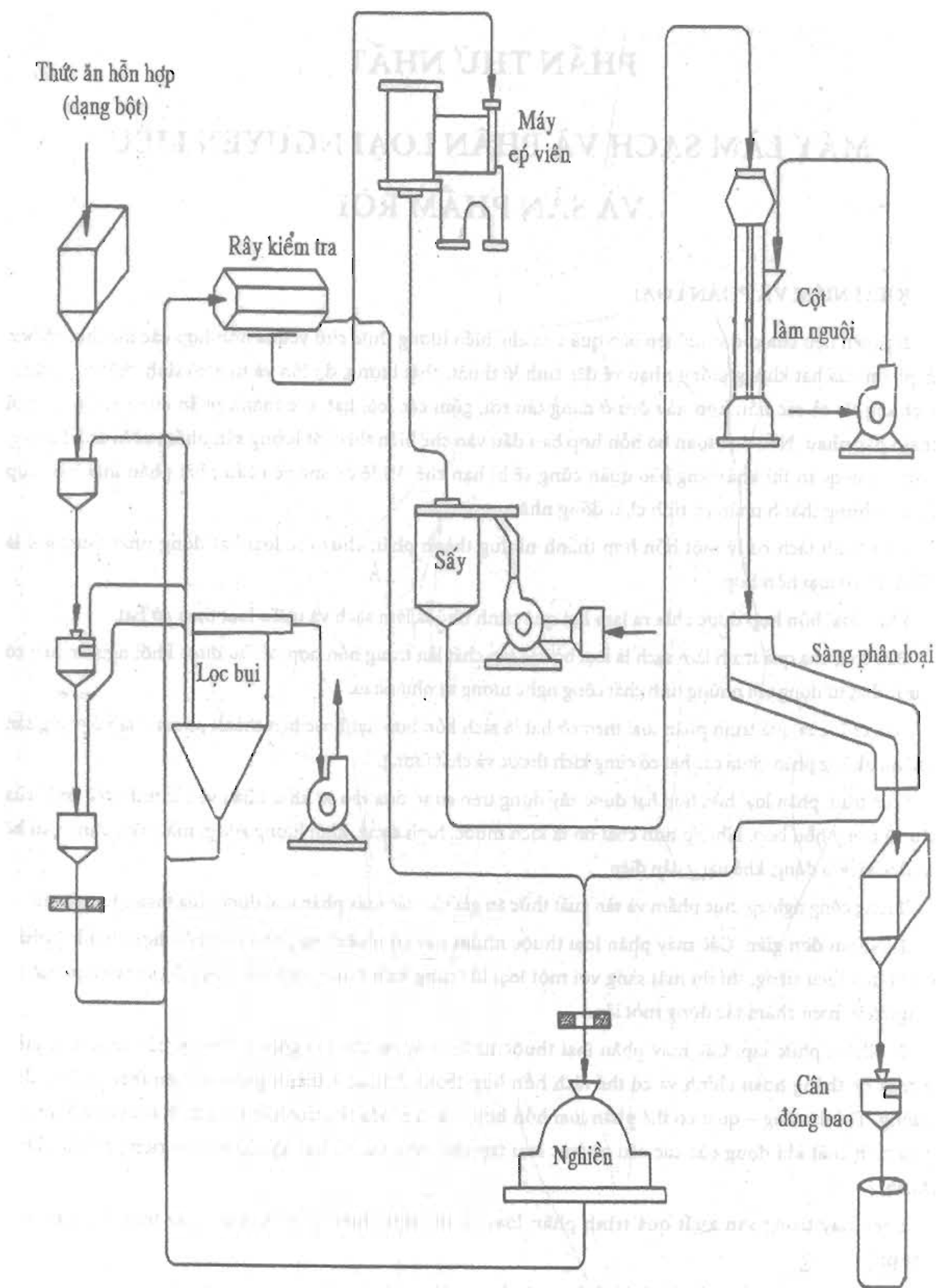
Hình 1.10. Dây chuyền sản xuất bột mì ở công đoạn nghiền thô



Hình 1.11. Dây chuyền sản xuất bột mì ở công đoạn nghiền mịn



Hình 1.12. Dây chuyền sản xuất thức ăn hỗn hợp (dạng bột) cho gia súc



Hình 1.13. Dây chuyền sản xuất thức ăn hỗn hợp (dạng viên) cho gia súc

PHẦN THỨ NHẤT

MÁY LÀM SẠCH VÀ PHÂN LOẠI NGUYÊN LIỆU VÀ SẢN PHẨM RỜI

KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

Nguyên liệu của các xí nghiệp bảo quản và chế biến lương thực chủ yếu là hỗn hợp các loại hạt và bán thành phẩm của hạt không giống nhau về đặc tính kĩ thuật, chất lượng, độ lớn và một số tính chất cơ lí khác. Nhìn chung tất cả các hỗn hợp này đều ở dạng tản rời, gồm các loại hạt, các thành phần của hạt và các loại tạp chất khác nhau. Nếu đưa toàn bộ hỗn hợp ban đầu vào chế biến thì chất lượng sản phẩm sẽ bị ảnh hưởng, hoặc đem bảo quản thì khả năng bảo quản cũng sẽ bị hạn chế. Vì lẽ đó mà yêu cầu phải phân loại hỗn hợp hạt thành những thành phần có tính chất đồng nhất.

Quá trình tách cơ lý một hỗn hợp thành những thành phần chứa các loại hạt đồng nhất được gọi là quá trình phân loại hỗn hợp.

Phân loại hỗn hợp được chia ra làm hai quá trình nhỏ là làm sạch và phân loại theo cỡ hạt.

Bản chất của quá trình làm sạch là loại bỏ các tạp chất lẫn trong hỗn hợp để thu được khối nguyên liệu có cùng tính chất sử dụng với những tính chất công nghệ tương tự như nhau.

Bản chất của quá trình phân loại theo cỡ hạt là tách hỗn hợp hạt hoặc bán thành phẩm của nó trong sản xuất thành những phần chứa các hạt có cùng kích thước và chất lượng.

Quá trình phân loại hỗn hợp hạt được xây dựng trên cơ sở dựa vào sự khác nhau về các tính chất cơ lý của các cấu tử trong hỗn hợp. Những tính chất đó là kích thước, hình dạng, khối lượng riêng, màu sắc, trạng thái bề mặt, tính chất khí động, khả năng dẫn điện…

Trong công nghiệp thực phẩm và sản xuất thức ăn gia súc, các máy phân loại được chia thành hai nhóm:

1. Nhóm đơn giản. Các máy phân loại thuộc nhóm này có nhiệm vụ phân loại hỗn hợp thành 2 phần theo một dấu hiệu riêng, thí dụ mặt sàng với một loại lỗ (cùng kích thước và hình dạng lỗ), máy chọn hạt có lỗ thống nhất, nam châm tác dụng một lần.

2. Nhóm phức tạp. Các máy phân loại thuộc nhóm này có cấu tạo gồm 2 hoặc nhiều máy đơn giản trong một hệ thống hoàn chỉnh và có thể tách hỗn hợp thành 3 hoặc 4 thành phần trở lên theo những dấu hiệu riêng. Thí dụ sàng – quạt có thể phân loại hỗn hợp thành nhiều thành phần theo kích thước khối lượng riêng và tính chất khí động của các cấu tử (các loại tạp chất như bụi và hạt lép được tách riêng ra khỏi khối hạt chính).

Hiện nay trong sản xuất quá trình phân loại có thể thực hiện trên một số máy theo các phương pháp sau:

1. Phân loại theo các đặc tính hình học của hạt – dùng các loại máy sàng, máy rây và máy chọn hạt kiểu ống trụ hoặc kiểu đĩa.

2. Phân loại theo tính chất khí động của hạt – dùng quạt hòm, quạt hút tuần hoàn.

3. Phân loại theo trạng thái bề mặt của hạt – dùng sàng chuối, máy gằn thóc khỏi gạo lật (máy gằn Pakis, máy gằn TG–2 chế tạo tại nhà máy cơ khí Hoàng Liệt theo mẫu của Nhật).

4. Phân loại theo khối lượng riêng – dùng băng tải nghiêng, mặt phẳng xoắn ốc, các loại máy gằn đá.

5. Phân loại theo từ tính – dùng nam châm vĩnh cửu và nam châm điện.

6. Phân loại theo tính chất lý điện – dùng hệ thống thiết bị phân ly bằng điện.

7. Phân loại theo màu sắc – dùng các máy phân loại bằng điện từ và quang điện.

Dưới đây chúng tôi giới thiệu một số máy và thiết bị phân loại chủ yếu.

CHƯƠNG II

MÁY SÀNG LẮC

2.1. CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY SÀNG VÀ CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN QUÁ TRÌNH SÀNG

2.1.1. Các thông số của máy sàng

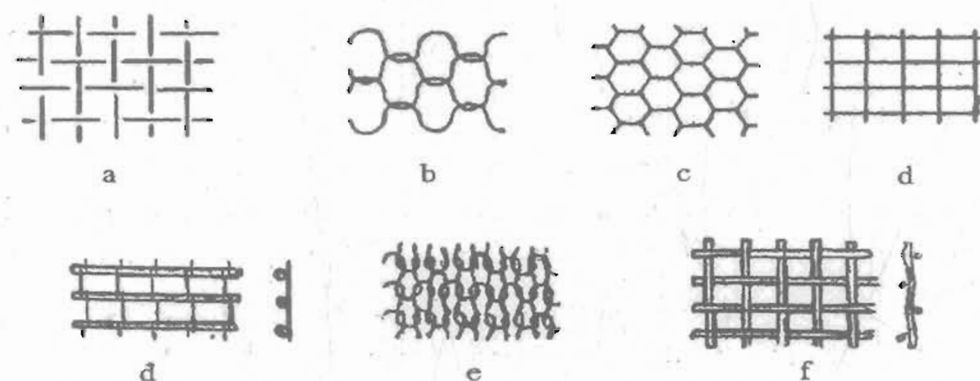
a. Kích thước lỗ dưới và vận tốc vật liệu trên lưới

+ Lưới sàng:

Mặt sàng là bộ phận chính để phân loại các vật liệu rời. Người ta thường dùng 3 loại mặt sàng có kết cấu khác nhau là loại lưới đan, loại tấm đục lỗ và loại thanh ghi.

+ Lưới đan:

Lưới đan có các lỗ dạng hình vuông, hình chữ nhật, hình sáu cạnh. Loại này được dùng để sàng mịn và sàng nhỏ các vật liệu khô, xốp.



Hình 2.1. Các loại lưới đan

Loại lưới đan có diện tích tiết diện tự do lớn hơn so với các loại mặt sàng khác.

Mật độ lưới có lỗ hình vuông được xác định theo công thức (mật độ lưới là tỷ số diện tích do các sợi chiếm so với diện tích toàn bộ lưới sàng).

$$K = 100 - B$$

Trong đó: K–mật độ lưới

B–diện tích tiết diện tự do của lưới % được xác định theo quan hệ sau đây:

$$B = \frac{a^2}{(a+d)^2}.100 \qquad (2.1)$$

Trong đó: d – đường kính sợi đan lưới, mm;

a – kích thước lỗ lưới, mm.

Đối với các lỗ hình chữ nhật thì xác định tiết diện tự do của lưới như sau:

$$B = \frac{l.b}{(l+d)(b+d)}.100 \qquad (2.2)$$

Trong đó l và b là chiều dài và chiều rộng của lỗ, mm.

+ Tấm đục lỗ:

Tấm làm bằng kim loại trên mặt có đục các lỗ có dạng hình vuông, hình tròn, hình chữ nhật hoặc hình bầu dục. Các lỗ có thể bố trí thẳng hàng hoặc xen kẽ nhau, lỗ ở trên tấm được làm dạng côn, phần có kích thước lớn hướng về phía vật liệu trên sàng đi ra. Ưu điểm của tấm đục lỗ là vật liệu chuyển động dễ dàng trên mặt sàng, tuổi thọ của tấm cao hơn loại lưới đan. Nhưng nó có nhược điểm là diện tích bề mặt tự do nhỏ.

Bề dày của tấm phụ thuộc vào kích thước lỗ sàng, đối với lỗ có đường kính từ 5 đến 10mm, lấy bề dày tấm $\delta = 0,7d$.

Đối với các lỗ có đường kính lớn hơn 10mm thì bề dày tấm $\delta = 0,6d$.

Diện tích tiết diện tự do của tấm có lỗ tròn bố trí theo đỉnh tam giác đều được xác định theo:

$$B = \frac{0,905d^2}{(S+d)^2} \qquad (2.3)$$

Còn bố trí theo đỉnh hình vuông thì:

$$B = \frac{0,785d^2}{(S+d)^2} \qquad (2.4)$$

Trong đó: d – đường kính lỗ, mm;

S – Khoảng cách bé nhất giữa các lỗ, mm.

Các tấm đục lỗ có nhiều hình dạng lỗ khác nhau, nhưng diện tích tiết diện tự do của chúng không thể lớn hơn 35–40%.

+ Thanh ghi:

Người ta dùng thanh ghi để phân loại các cục vật liệu có kích thước lớn hơn 80mm. Khe hở giữa các thanh ghi quyết định kích thước sản phẩm lưới sàng. Trong công nghiệp lương thực hầu như không dùng thanh ghi để phân loại. Phân loại thanh ghi được dùng trong thực phẩm, ở khâu phân loại quả (như phân loại dưa quả) trước khi đi gia công chế biến.

+ Vận tốc vật liệu trên lưới:

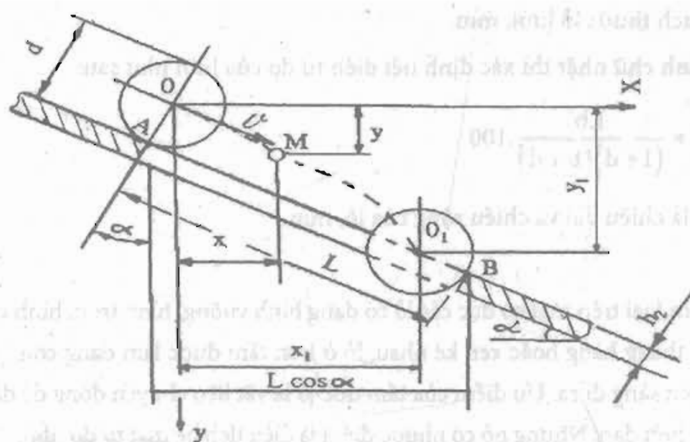
Để xác định vận tốc vật liệu trên lưới ta chỉ xét cho một cục vật liệu có dạng hình cầu đường kính là d chuyển động với vận tốc v trên lưới sàng đặt nghiêng một góc α và lỗ dưới sàng có kích thước bằng L (hình 2.2).

Khi vận tốc ngang của cục vật liệu bằng không thì do trọng lượng nó sẽ rơi thẳng đứng qua lỗ sàng.

Kích thước lỗ sàng được ký hiệu là L, chiều dày mặt sàng là h thì hạt vật lệu có đường kính là d sẽ chui qua được lỗ sàng khi mặt sàng đặt nghiêng một góc α được biểu thị bởi quan hệ sau đây:

$$d = L.\cos\alpha - h.\sin\alpha$$

Nếu chon $\alpha = 45°$ và $h = 0,5L$ thì $d = 0,35L$



Hình 2.2. Sơ đồ chuyển động của hạt vật liệu trên mặt sàng

Khi cục vật liệu có vận tốc khác không và bằng v thì nó sẽ chuyển động theo một đường parabol do tác dụng của trọng lực. Cục vật liệu nằm ở mép lỗ tại điểm A muốn chui được qua lỗ thì điểm chạm cần phải bằng hoặc thấp hơn điểm B, nghĩa là tâm 0_1 phải cách điểm B một đoạn tối thiểu bằng 0,5d.

Chọn gốc tọa độ là tâm 0 của cục vật liệu khi chưa sàng. Phương trình quỹ đạo bay trong hệ tọa độ đã chọn sẽ là:

$$y = x\text{tg}x + \frac{gx^2}{2v^2\cos^2\alpha} \tag{2.5}$$

Tọa độ x_1, y_1 của tâm cục vật liệu ở vị trí 0_1 là:

$$x_1 = \left[L - \frac{d}{2}\right]\cos\alpha - \frac{d}{2}\sin\alpha$$

$$y_1 = \left[L - \frac{d}{2}\right]\sin\alpha + \frac{d}{2}\cos\alpha$$

Điểm 0_1 cũng nằm trên quỹ đạo bay của cục vật liệu, do đó tọa độ x_1, y_1 cũng thỏa mãn được phương trình (2.5).

Sau khi thay vào (2.5) và biến đổi cuối cùng ta có:

$$V = \left[L - \frac{d}{2}(1 + \text{tg}\alpha)\right]\cdot\sqrt{\frac{g}{d(\cos\alpha + \sin\alpha.\text{tg}\alpha)}} \tag{2.6}$$

Nếu vận tốc của cục vật liệu thỏa mãn biểu thức (2.6) thì nó mới chui được qua lỗ sàng.

Khi mặt sàng đặt nằm ngang, nghĩa là $\alpha = 0$ thì vận tốc cục vật liệu sẽ là:

$$V \le \left[L - \frac{d}{2}\right]\cdot\sqrt{\frac{g}{d}} \tag{2.7}$$

Nhưng để cho vật liệu dễ chui qua lỗ sàng thì thông thường người ta lấy vận tốc làm việc bằng 0,8 vận tốc tới hạn tính theo biểu thức (2.6) hoặc (2.7) đã nêu ở trên.

b. Chiều dày lớp vật liệu và chiều dài sàng

Chiều dày lớp vật liệu trên sàng ảnh hưởng nhiều đến quá trình sàng. Lớp vật liệu dày quá thì cục vật liệu có kích thước bé hơn lỗ sàng nằm trên mặt sẽ không chui được qua lỗ và cùng đi ra theo sản phẩm trên sàng. Lớp vật liệu càng mỏng thì hiệu quả sàng càng cao nhưng dẫn đến là năng suất thấp; do đó cần phải khống chế chiều dày lớp vật liệu trên mặt sàng một cách hợp lý.

Thực tế người ta chọn như sau:

Khi kích thước cục vật liệu d < 5mm thì chiều dày h = (10–15)d

Khi d = 5 ÷ 50mm thì h = (5–10)d

Khi d > 50mm thì h = (3–5)d

Chiều dài mặt sàng cũng ảnh hưởng đến quá trình sàng.

Chiều dài mặt sàng càng lớn thì hiệu quả càng cao, nhưng tốn nhiều bề mặt làm việc, chiếm nhiều diện tích lắp đặt, năng lượng tiêu tốn nhiều, nhưng nếu chiều dài mặt sàng quá nhỏ thì vật liệu không lọt hết qua lỗ sàng, giảm hiệu quả sàng. Do đó cần phải chọn chiều dài sàng một cách hợp lý.

Các lỗ trên mặt sàng được bố trí song song nhau và số lượng lỗ trên mỗi hàng cùng bằng nhau và khi sàng lỗ nào cũng có cục vật liệu chui qua, nghĩa là số cục vật liệu chui qua một hằng số lỗ trên hàng đó và được ký hiệu là n_0.

Còn số cục vật liệu mới nạp vào có trên mặt sàng được ký hiệu là n được xác định theo công thức sau:

$$n = \frac{B.h}{0,785d^2} \quad (2.8)$$

Trong đó: B – bề rộng mặt sàng, mm;

h – chiều dày lớp vật liệu khi mới nạp vào sàng, mm;

d – kích thước sản phẩm dưới mặt sàng, mm.

Như vậy, số hàng lỗ trên mặt sàng sẽ là:

$$Z = \frac{n}{n_0} = \frac{B.h}{0,785d^2.n_0} \quad (2.9)$$

Nếu gọi t là bước lỗ (tức là khoảng cách giữa các tấm lỗ) thì ta có chiều dài cần thiết của mặt sàng sẽ là:

$$L = Z.\,t \quad (2.10)$$

Thực tế các cục vật liệu chui qua lỗ không hoàn toàn dễ dàng mà nhiều khi bị kẹt, do đó cần đưa thêm vào hệ số k. Bởi vậy chiều dài thực tế của mặt sàng sẽ là:

$$L = k.\,Z.\,t \quad (2.11)$$

Trong đó có thể chọn k = 1,05 – 1,2

Để cho mặt sàng có kích thước cân đối, người ta thường chọn chiều dài lớn hơn chiều rộng (1,2–1,5) lần. Chiều rộng mặt sàng:

$$B = \frac{L}{(1,2-1,5)} = \frac{k.Z.t}{(1,2-1,5)} \quad (2.12)$$

c. Hiệu quả của quá trình sàng

Hiệu suất của quá trình sàng hay còn gọi là hiệu suất sàng là tỷ số của lượng vật liệu có thể lọt qua với hàm lượng của nó có trong hỗn hợp vật liệu đưa vào sàng, tính bằng %, được biểu thị bởi ký hiệu η.

Trên hình 2–3 rình bày sơ đồ để xác định hiệu suất sàng

Xét sự cân bằng vật liệu khi sàng, có:

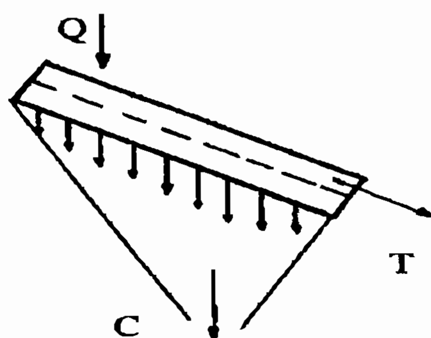
$$Q = C + T \tag{2.13}$$

Trong đó: Q – Trọng lượng hỗn hợp vật liệu ban đầu, N;

C – Trọng lượng sản phẩm dưới sàng, N;

T – Trọng lượng của sản phẩm trên sàng, N.

Gọi a là hàm lượng của sản phẩm dưới trong hỗn hợp ban đầu, b là hàm lượng của sản phẩm dưới nằm trong lưới sản phẩm trên sàng, thì trong lương của sản phẩm dưới nằm trong hỗn hơp ban đầu sẽ là $\frac{Q.a}{100}$ và trọng lượng của sản phẩm dưới còn nằm trong lớp sản phẩm trên lưới sẽ là $\frac{T.b}{100}$.



Hình 2.3. Sơ đồ xác định hiệu suất sàng

Như vậy hiệu quả sàng được biểu thị như sau:

$$\frac{C}{\frac{Q.a}{100}}.100 = \frac{C}{Q.a}.10^4, \qquad \% \tag{2.14}$$

Phương trình cân bằng vật liệu tính theo sản phẩm dưới sàng:

$$\frac{Q.a}{100} = C + \frac{T.b}{100} \tag{2.15}$$

Rút T từ (2.13) rồi thay vào (2.15), có:

$$Q.\,a = 100 + (Q - C).\,b$$

Từ đây rút ra tỷ số:

$$\frac{C}{Q} = \frac{a-b}{100-b} \tag{2.16}$$

Thay tỷ số $\frac{C}{Q}$ này vào (2.14) ta được công thức xác định hiệu suất sang tinh theo san phâm dưới như sau:

$$\eta = \frac{a-b}{a(100-b)}.10^4 \quad \% \tag{2.17}$$

Hiệu suất của quá trình sàng phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kích thước của mặt sàng, hình dáng và kích thước của lỗ lưới, vận tốc chuyển động của vật liệu trên mặt sàng, bề dày lớp vật liệu trên sàng, hệ số ma sát của vật liệu với mặt sàng...

Các máy sàng lắc, sàng thùng quay hiệu suất đạt được khoảng 70%, còn máy sàng rung có thể đạt tới 95%.

2.1.2. Các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình sàng

a. Ảnh hưởng của hình dạng và kích thước lỗ lưới

Lỗ lưới có nhiều dạng: tròn, vuông, chữ nhật, sáu cạnh, khe dài... tùy thuộc vào độ lớn của vật liệu và vào năng suất máy mà ta chọn hình dạng.

So với các dạng lỗ khác thì lỗ tròn thu được sản phẩm dưới lưới đồng đều hơn, kích thước lớn nhất của cục vật liệu chui qua lỗ tròn tăng khoảng 25% ÷ 35% so với lỗ vuông có cùng kích thước.

Để thu được sản phẩm ở lưới có lỗ tròn, nếu muốn thay lỗ tròn bằng lỗ chữ nhật thì bề rộng của lỗ chữ nhật chỉ nên lấy bằng 60 – 65% đường kính lỗ tròn.

Để cho vật liệu dễ chui qua lỗ lưới, nên để lỗ lưới lớn hơn kích thước cục vật liệu một ít có thể từ 1mm đến 5mm tùy thuộc vào kích thước vật liệu đem sàng.

b. Ảnh hưởng của độ nghiêng mặt sàng

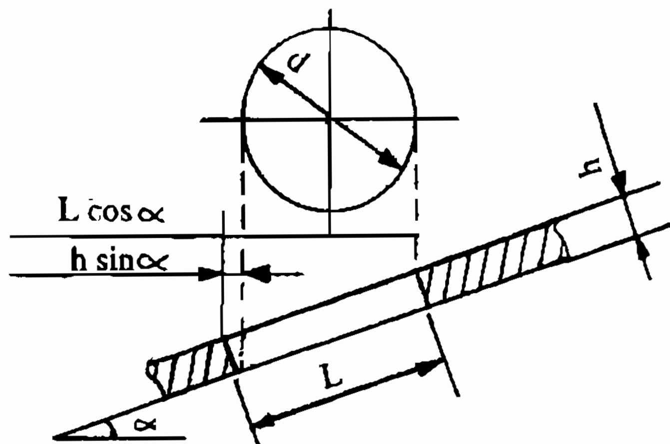
Trên hình 2.4 miêu tả quan hệ giữa đường kính cục vật liệu d, kích thước lỗ sàng l và góc nghiêng của mặt sàng α. Mặt sàng có chiều dày là h.

Đường kính tối thiểu của lỗ để cho cục vật liệu dễ dàng chui qua sẽ là:

$$d = L.\cos\alpha - h.\sin\alpha$$

Nếu mặt sàng được đặt nghiêng một góc $\alpha = 45^\circ$ và giả dụ bề dày mặt sàng $h = \frac{L}{2}$ thì $d \approx 0{,}35L$.

c. Ảnh hưởng của độ ẩm vật liệu



Hình 2.4. Anh hưởng của độ nghiêng mặt sàng

Lượng ẩm vật lý (tức là ẩm bao bọc mặt ngoài của vật liệu) có ảnh hưởng xấu đến quá trình sàng; còn lượng ẩm nằm trong các mao quản, ẩm liên kết hóa học của vật liệu thì ít ảnh hưởng đến quá trình sàng. Vật liệu đem sàng càng nhỏ, mịn thì độ ẩm bề mặt càng có ảnh hưởng nhiều đến quá trình sàng. Ẩm bề mặt làm cho các hạt vật liệu mịn dính kết lại với nhau thành các cục có kích thước lớn hơn không những không chui lọt qua lỗ sàng mà còn làm bít kín các lỗ sàng nên hiệu quả sàng giảm đi.

Ngoài ra ẩm ở mặt ngoài vật liệu làm ướt sàng, tạo ra màng nước ở lỗ sàng cho nên cản trở sự chui qua lỗ của vật liệu đem sàng

Tuy nhiên cũng có loại vật liệu người ta cần sàng ở trạng thái ướt như tuyển quặng và các vật liệu khác. Nói chung nếu sàng khô thì nên khống chế độ ẩm bề mặt của vật liệu khoảng 8–12%.

2.2. TÍNH TOÁN MÁY SÀNG

2.2.1. Những máy sàng có lưới sàng phẳng chuyển động tịnh tiến qua lại

a. Chuyển động của hạt trên mặt sàng phẳng cố định nằm nghiêng

Gia tốc giới hạn của sàng – Điều kiện chủ yếu để có thể sàng sản phẩm qua lưới sàng phẳng là sự trượt nó trên lưới sàng. Ta hãy nghiên cứu điều kiện dịch chuyển tuyệt đối của một hạt vật liệu trên lưới sàng phẳng cố định cũng như điều kiện dịch chuyển tương đối của nó trên lưới sàng phẳng di động.

Chúng ta hãy theo dõi điều kiện cân bằng giới hạn của hạt trên lưới sàng có góc nghiêng α đối với mặt phẳng ngang. Trên hạt có 3 lực tác dụng (hình 2.5a): trọng lực (trọng lượng) của hạt G, phản lực pháp tuyến của bề mặt lưới sàng R, trị số lớn nhất của lực ma sát F. Theo điều kiện cân bằng tam giác lực đã chỉ dẫn là kín do đó:

$$F = R\text{tg}\alpha = R\text{tg}\varphi \text{ hay } \alpha = \varphi$$

Trong đó φ là góc ma sát. Để hạt chuyển động được, rõ ràng là cần phải tuân theo bất phương trình: $\alpha > \varphi$.

Để xác định được tốc độ chuyển động của hạt vật liệu ta lập phương trình vi phân về chuyển động thẳng của nó dọc lưới sàng.

$$\frac{Gd_v}{gdt} = T - F = G\sin\alpha - fG\cos\alpha$$

Từ đó $$dv/dt = g(\sin\alpha - f\cos\alpha) \qquad (2.18)$$

Và $$dv = g(\sin\alpha - f\cos\alpha)dt$$

Hay $$v = gt(\sin\alpha - f\cos\alpha) + C \qquad (2.19)$$

Hằng số tích phân C bằng 0 khi những điều kiện ban đầu như sau: $t = 0$; $v_0 = 0$; trong đó v_0 là tốc độ ban đầu của hạt.

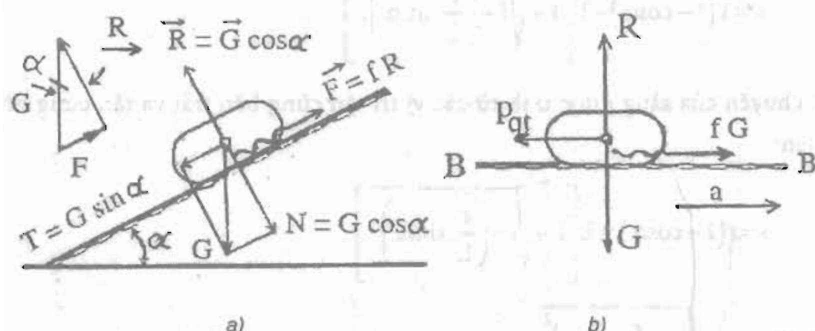
Khi hạt chuyển động với gia tốc đều, nếu tăng t thì v cũng tăng, tốc độ này có thể đạt tới trị số lớn nhất. Do đó khi $v_0 = 0$ thì:

$$v = gt(\sin\alpha - f\cos\alpha) \qquad (2.20)$$

Lưới sàng nghiêng cố định thì năng suất nhỏ. Vì vậy, hiện nay hầu như người ta không dùng nó mà dùng lưới sàng phẳng di động đặt nghiêng một góc α, góc này nhỏ hơn góc φ rất nhiều.

b. Chuyển động của hạt trên mặt sàng nằm ngang di động

Các hạt được dịch chuyển dưới tác dụng của những lực tạo nên bởi sự chuyển động không đều của bản thân sàng. Khi sàng chuyển động không đồng đều (hình 2.5b) với gia tốc a theo hướng bên phải, lực quán tính P_{qt} = ma hướng về phía bên trái. Rõ ràng là khi $P_{qt} > fG$ thì hạt không bám dính trên lưới sàng, còn khi $P_{qt} < fG$ thì hạt sẽ không dịch chuyển trên lưới sàng được.



Hình 2.5. Sơ đồ tính toán – điều kiện chuyển động của hạt theo sàng

a) Sự cân bằng của hạt trên lưới sàng nghiêng một góc đối với mặt phẳng ngang;

b) Sự chuyển động không đều của hạt trên lưới sàng

Thay bất phương trình P_{qt} bằng trị số tuyệt đối của nó là m. a, ta được m. a ≤ fG hay a ≤ fg. Gia tốc giới hạn khi lực quán tính bằng lực ma sát gọi là gia tốc tới hạn ký hiệu là a_{th} = fg.

Công thức rút ra được dùng cho trường hợp hạt phẳng trượt trên lưới sàng. Đối với hạt có hình dạng cầu thì:

$$a_{th} = \frac{k}{r}.g \tag{2.21}$$

Trong đó: k – hệ số ma sát lăn, cm;

r – bán kính hạt, cm

Tốc độ gia tốc và lực quán tính của sàng khi nó chuyển động theo định luật tuần hoàn

Trên hình 2.6 cho sơ đồ cơ cấu tay quay thanh truyền dùng để dẫn động cho sàng chuyển động.

Ta hãy xác định bằng giải tích đoạn đường, tốc độ và gia tốc của sàng, lấy góc quay của tay quay α = ω. t, trong đó ω là tốc độ góc. Khi tay quay có bán kính r quay một góc α = ω. t thì sàng được dịch chuyển từ vị trí a – a đến vị trí $a_1 - a_1$.

Chúng ta xem đoạn dịch chuyển của sàng s là một đoạn thẳng:

$$s = a.\ a_1 = A_1C = A_1D - CD \tag{2.22}$$

Trong đó β là góc nghiêng đối với đường nằm ngang của thanh truyền có chiều dài L.

Từ tương quan b.D = r.sinα = L. sinβ ta tìm được:

$$\sin\beta = \frac{r}{L}.\sin\alpha$$

Góc nghiêng lớn nhất của thanh truyền đối với đường thẳng nằm ngang $\beta_{max} = \arcsin\left(\frac{r}{L}\right)$ khi α = π/2, nghĩa là khi tay quay ở vị trí thẳng đứng (điểm 2,4) vuông góc với đường Oa.

Chú ý rằng:

$$\cos\beta = \sqrt{1-\sin^2\beta} = \sqrt{1-\left(\frac{r}{L}\sin\alpha\right)^2}$$

Tìm được:

$$s = r(1-\cos\alpha) - L\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2}\right]$$

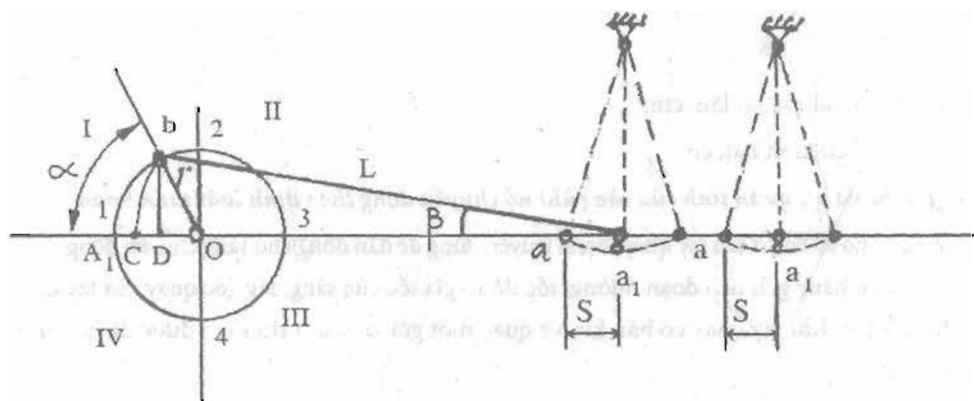
Vì sự dịch chuyển của sàng được tính từ các vị trí tận cùng bên trái và tận cùng bên phải nên có thể chấp nhận điều kiện:

$$s = r(1-\cos\alpha) \pm L\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2}\right]$$

Phân tích biểu thức $\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2}$ theo mỗi chuỗi Taylo ta có thể biểu thị nó dưới dạng:

$$\left[1-\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2\right]^{1/2} = 1-\frac{1}{2}\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2 - \frac{1}{8}\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2 - ....$$

Trong những máy phân loại kiểu sàng, để tạo nên được liên kết cứng động học giữa bộ phận dẫn tiến và thân máy người ta dùng cơ cấu tay quay thanh truyền có trị số $r/L \leq 1/50$. Khi có trị số lớn nhất là $r/L = 1/50$ và $\alpha = \pi/2$ trị số dãy nhị thức đã nêu trên bằng:



Hình 2.6. Sơ đồ cơ cấu tay quay thanh truyền chuyển động cho sàng

$$\sqrt{1-\left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2} = 1-0{,}0002-0{,}00000002... \approx 1$$

Do đó với thực tế đủ chính xác có thể tính

$$S = r(1-\cos\alpha) = r(1-\cos\omega.t) \qquad (2.23)$$

Và sàng được chuyển động theo định luật điều hòa.

Đoạn đường mà sàng đã đi qua khi dịch chuyển từ vị trí tận cùng bên trái đến vị trí tận cùng bên phải (khi ngống trục của tay quay chuyển từ vị trí 1 sang vị trí 3) bằng s = 2r.

Vi phân biểu thức (2.23) tìm được tốc độ chuyển động của sàng, đó là hàm số chu trình của thời gian.

$$V_a = \frac{ds}{dt} = \omega.r.\sin\omega t = V_b.\sin\omega t \tag{2.24}$$

Nếu số vòng quay của tay quay là n trong 1 phút thì đoạn đường mà sàng qua lại trong 1 phút là 2.s.n. Tính $v_b = \pi.\ r.\ n/30$ thì tốc độ chuyển động trung bình của sàng:

$$v_b = 2s.\ n/60$$

Vi phân biểu thức (2.24) có thể tìm được gia tốc của sàng:

$$a_a = \frac{dv_a}{dt} = \omega^2.r\cos\omega t = a_b\cos\omega t \tag{2.25}$$

Để truyền cho hệ một chuyển động dao động theo phương trình (2.20) bỏ qua khối lượng thanh truyền, ta có thể biểu thị công suất yêu cầu gần đúng theo công thức sau theo hệ SI:

$$N = \frac{P_u.v_a}{1020},\quad kW$$

Hoặc

$$N = \frac{P_u.v_a}{102},\quad kW \tag{2.26}$$

Trong đó: $P_u = m\omega^2 r.\cos\alpha$, N (kG)

Và: $v_a = \omega r \sin\alpha$

Do đó: $N = \frac{m\omega^3 r^2 \sin 2\alpha}{2.1020}$ kW

Hoặc $N = \frac{m\omega^3 r^2 \sin 2\alpha}{2.102}$ kW (2.27)

Trong đó: $\alpha = \omega.t$

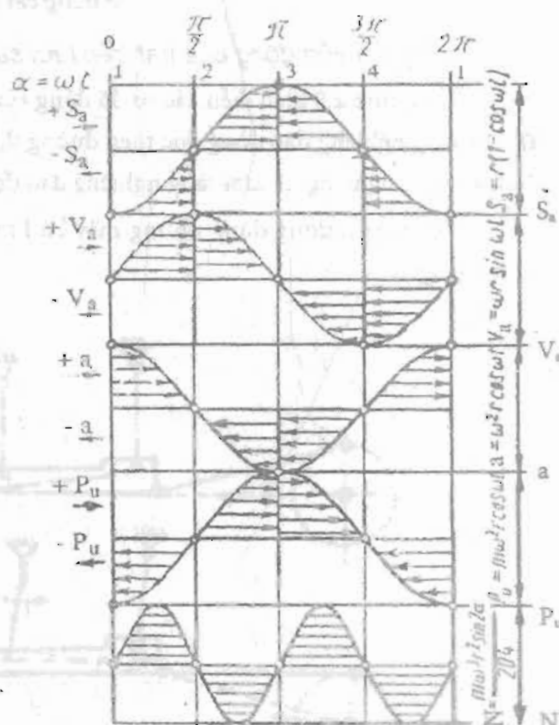
Công suất yêu cầu là lớn nhất khi $\sin 2\alpha = 1$, tức là khi góc α bằng 45°; 135°; 225°; 315°.

Theo hệ SI

$$N_{max} = \pm \frac{mr^2 w^3}{2040}$$

Hoặc

$$N_{max} = \pm \frac{mr^2 w^3}{204}$$

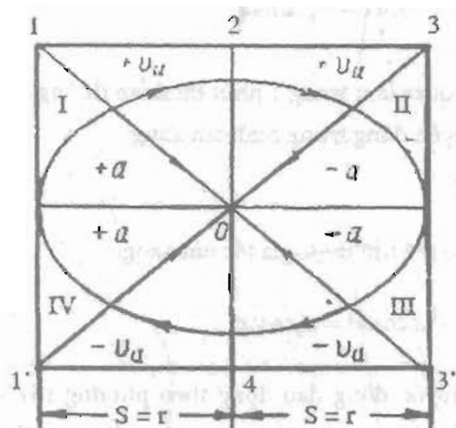


Hình 2.7. Đồ thị biến thiên của độ dịch chuyển tốc độ, gia tốc, lực quán tính của sàng và công suất phụ thuộc vào góc quay của tay quay

Vì công suất thay đổi theo định luật hình sin nên trị số trung bình của nó bằng:

$$N = (2/\pi).\ N_{max} \approx 0{,}64\ N_{max} \tag{2.28}$$

Trên hình 2.7 là đồ thị biến thiên của S_a; V_a; a; P_{qt} N phụ thuộc vào trị số góc quay của tay quay ωt. Nếu tay quay ở trong các góc phần tư II và III thì lực quán tính hướng về bên phải; Nếu tay quay ở trong các góc I và IV thì lực quán tính hướng về bên trái (hình 2.8)

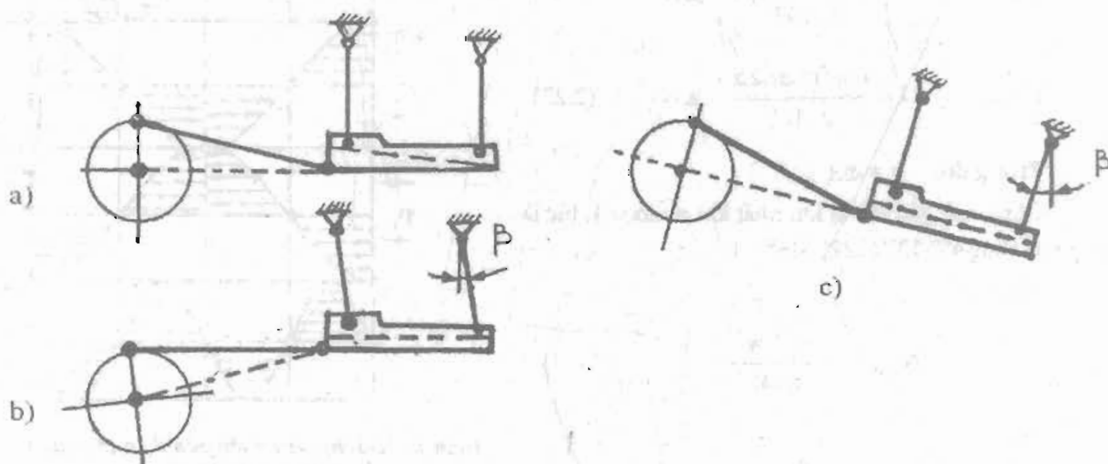


Hình 2.8. Hướng của tốc độ và gia tốc khi vị trí của tay quay ở trong các góc phần tư khác nhau

c. Sự chuyển động của hạt trên lưới sàng nghiêng di động

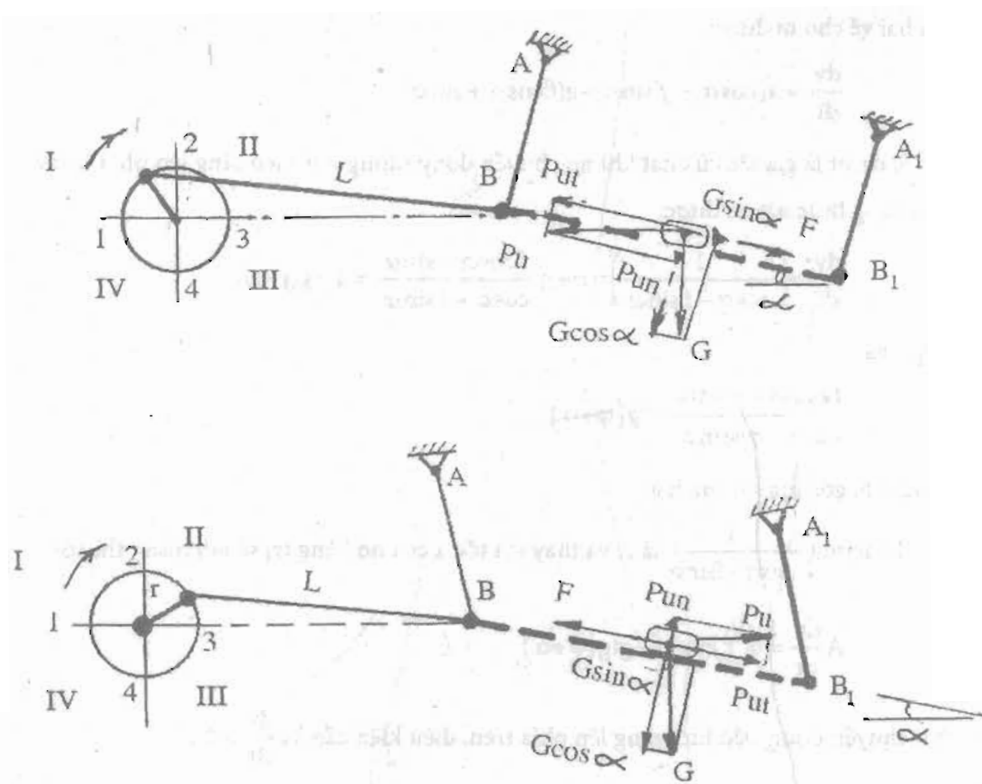
Trên hình 2.9 biểu diễn các sơ đồ động của bộ dẫn động thân sàng bằng cơ cấu tay quay thanh truyền: a) lưới sàng nghiêng dao động dọc theo đường thẳng nằm ngang; b) lưới sàng nằm ngang dao động dọc theo đường thẳng nghiêng; c) lưới sàng nghiêng dao động dọc theo đường thẳng nghiêng.

Người ta thường dùng những máy có lưới sàng nghiêng thực hiện dao động dọc theo đường thẳng nằm ngang.



Hình 2.9. Những sơ đồ động của bộ phận dẫn động thân sàng của các máy sàng

Hình 2.10 cho biết hai vị trí a và b của lưới sàng nghiêng treo trên các thanh AB và A_1B_1 dao động dọc theo đường thẳng nằm ngang khi vị trí tay quay ở trong các góc phần tư I và II



Hình 2.10. Sự chuyển động của hạt sản phẩm trên lưới sàng nghiêng dao động ngang
a. Khi vị trí tay quay ở góc phần tư I
b. Khi vị trí tay quay ở góc phần tư II

+ Xác định điều kiện để dịch chuyển hạt khi tay quay ở trong góc phần tư I và quay theo chiều kim đồng hồ (hình 2.10a). Khi sàng BB_1 chuyển động không đều với gia tốc a hướng về bên phải thì sinh ra một lực quán tính có hướng ngược với gia tốc nghĩa là hướng về phía trái. Ngoài ra hạt sẽ chịu tác dụng của trọng lực G và lực ma sát F với lưới sàng. Lực G có thể phân tách ra 2 thành phần, trong đó Gsinα tác dụng xuống phía dưới theo độ nghiêng của lưới sàng và Gcosα giữ hạt trên mặt lưới sàng.

Để giúp thêm cho việc nghiên cứu sau này, ta lấy hướng của lực quán tính P_u trùng với vị trí trung bình của thanh truyền. Điều đó cho phép khi $r/L < 1/50$. Lực quán tính P_u có thể phân ra thành hai phần: $P_{un} = P_u \sin\alpha$ vuông góc với mặt lưới sàng và giữ chặt hạt trên lưới và $P_{ut} = P_u \cos\alpha$ song song với bề mặt lưới sàng và tác động lên phía trên theo độ dốc. Hạt được dịch chuyển lên phía trên nếu lực động $P_u\cos\alpha - G\sin\alpha$ lớn hơn lực ma sát $F = f(G\cos\alpha + P_u\sin\alpha)$.

– Để xác định tốc độ dịch chuyển của hạt lên phía trên ta lập phương trình vi phân đặc trưng cho chuyển động tương đối của hạt theo mặt phẳng của lưới sàng:

$$m\frac{dv}{dt} = \left(P_u\cos\alpha - G\sin\alpha\right) - f\left(G\cos\alpha + P_u\sin\alpha\right)$$

Hay:

$$m\frac{dv}{dt} = P_u(\cos\alpha - \sin\alpha) - G(f\cos\alpha + \sin\alpha) \qquad (2.29)$$

Chia cả hai vế cho m được:

$$\frac{dv}{dt} = a(\cos\alpha - f\sin\alpha) - g(f\cos\alpha + \sin\alpha) \qquad (2.30)$$

Trong đó: dv/dt là gia tốc của hạt khi nó chuyển động tương đối theo sàng lên phía trước.

Biến đổi công thức này ta được:

$$\frac{dv}{dt} = \left(\frac{1}{\cos\alpha - f\sin\alpha}\right) = a - g.\frac{f\cos\alpha + \sin\alpha}{\cos\alpha - f\sin\alpha} = a - g(j+\alpha) \qquad (2.31)$$

Vì f = tgφ và

$$\frac{tg\varphi\cos\alpha + \sin\alpha}{\cos\alpha - tg\varphi\sin\alpha} = tg(\varphi+\alpha)$$

Trong đó φ la góc ma sát của hạt.

Ký hiêu đại lượng $\frac{1}{\cos\alpha - f\sin\alpha}$ là A và thay gia tốc a của nó bằng trị số $\omega^2 r\cos\omega t$ thì có:

$$A\frac{dv}{dt} = \omega^2 r.\cos\omega t - gtg(\varphi+\alpha) \qquad (2.32)$$

- Để hạt chuyển động trên lưới sàng lên phía trên, điều kiện cần là: $\frac{dv}{dt} > 0$

Hay: $\omega^2. r\cos\omega t > g.\ tg(\varphi + \alpha)$

Đại lượng cosωt là cực đại tức là bằng đơn vị khi đầu cuối của tay quay ở điểm 1 hoặc 3. Sự dịch chuyển của hạt trên lưới sàng có thể thực hiện khi:

$$\omega^2 r > g.\ tg(\varphi + \alpha)$$

Từ đó:

$$\omega > \sqrt{\frac{g}{r}tg(\varphi+\alpha)},\ \text{(rad/s)}$$

Thay ω bằng trị số $\frac{\pi n}{30}$; trong đó n là số vòng quay trong 1 phút ta được:

$$\frac{\pi^2 n^2}{30^2} r > g.tg(\varphi+\alpha) \qquad (2.33)$$

Ta coi $\pi^2 \approx g$ và chia cả hai vế của bất phương trình cho đại lượng đó, ta tìm được trị số n:

$$n_{tr} > 30\sqrt{\frac{tg(\varphi+\alpha)}{r}} \quad \text{vg/ph} \qquad (2.34)$$

Trong đó. r - bán kính tay quay (m)

Số vòng quay của tay quay khi hạt bắt đầu được dịch chuyển lên phía trên có thể tính bằng:

$$n'_{tr} = 30\sqrt{\frac{tg(\varphi+\alpha)}{r}} \quad \text{vg/ph} \qquad (2.35)$$

Bây giờ xác định điều kiện để hạt dịch chuyển được nếu tay quay ở góc phần tư II (hình 2.10b). Như trường hợp trên, lực G có thể phân tích thành hai thành phần Gsinα và Gcosα.

Lực quán tính P_u có thể phân tích ra $P_{un} = P_u sin\alpha$ hướng lên phía trên và có khuynh hướng tách hạt ra khỏi lưới sàng và $P_{ut} = P_u cos\alpha$ song song với tiếp tuyến bề mặt lưới sàng và tác động xuống phía dưới theo độ dốc.

- Để xác định đại lượng gia tốc khi hạt có thể chuyển động xuống phía dưới ta lập phương trình chuyển động tương đối của hạt trên bề mặt lưới sàng:

$$m\frac{dv}{dt} = \left(P_u cos\alpha + G sin\alpha\right) - f\left(G cos\alpha - P_u sin\alpha\right) \quad (2.36)$$

Từ đó:

$$\frac{dv}{dt} = a\left(cos\alpha + f sin\alpha\right) - g\left(f cos\alpha - sin\alpha\right) \quad (2.37)$$

Trong đó: dv/dt là gia tốc của hạt khi nó chuyển động trên bề mặt lưới sàng xuống phía dưới.

Tiến hành tương tự như (2.32) và thu gọn phương trình cuối cùng ta có:

$$\frac{1}{cos\alpha + f sin\alpha}.\frac{dv}{dt} = a - g.\frac{f cos\alpha - sin\alpha}{cos\alpha + f sin\alpha} = a - gtg\left(\varphi - \alpha\right) \quad (2.38)$$

Trong trường này ký hiệu $\frac{1}{cos\alpha + f sin\alpha}$ là B ta có:

$$B\frac{dv}{dt} = \omega^2 r.cos\omega t - gtg\left(\varphi - \alpha\right) \quad (2.39)$$

Để hạt chuyển động xuống phía dưới được thì cần:

$$\omega^2 r.\ cos\omega t > g.\ tg(\varphi - \alpha) \quad (2.40)$$

Do đó:

$$\omega > \sqrt{\frac{gtg\left(\varphi - \alpha\right)}{r cos\omega t}} \ \ rad/s$$

Thay thế một vài trị số và tiến hành đơn giản hóa tương tự với (2.33) và (2.34) ta có:

$$n_d > 30\sqrt{\frac{tg\left(\varphi - \alpha\right)}{r}},\ vg/ph$$

$$n_d^{'} = 30\sqrt{\frac{tg\left(\varphi - \alpha\right)}{r}},\ vg/ph \quad (4.41)$$

Trong đó $n_d^{'}$ là số vòng quay của tay quay khi hạt bắt đầu dịch chuyển xuống phía dưới.

- Xác định điều kiện hạt bị nảy lên, xảy ra khi $P_{un} > G cos\alpha$. Lúc này hạt được tách ra khỏi lưới sàng và không được sàng qua lưới sàng. Để tránh hiện tượng như thế cần:

$$G cos\alpha \geq P_{un}$$

$$G cos\alpha \geq P_u sin\alpha$$

Thay vào bất phương trình trên $G = mg$, $P_u = ma$, $a = \omega^2 r$, $\omega = \pi n/30$ ta được:

$$a \leq \frac{g}{tg\alpha} \quad (2.42)$$

Hay:

$$\omega \leq \sqrt{\frac{g}{rtg\alpha}}, \text{ rad/;} \qquad n \leq \frac{30}{\sqrt{rtg}}, \text{ vg/ph}$$

Như vậy thì:

$$n_d = \frac{30}{\sqrt{rtg\alpha}}, \text{ vg/ph} \tag{2.43}$$

Trong đó: n_d – số vòng quay giới hạn của tay quay trong 1 phút, khi hạt không tách khỏi mặt lưới sàng.

Tương tự như vậy có thể xác định được trị số của tất cả các thông số, khi ta quay ở các điểm 2 và 4 và trong các góc phần tư III và IV.

– Để sàng được cần phải cho khối hạt trượt trên lưới sàng lên phía trên và xuống phía dưới mà không được tách ra khỏi nó. Số vòng quay thực tế của trục tay quay phải giới hạn trong phạm vi $n_d > n > n'_{tr}$, vì n'_{tr} luôn luôn lớn hơn n'_d. Như vậy thì số vòng quay của tay quay phụ thuộc vào bán kính tay quay biểu thị bằng mét, góc nghiêng của sàng bằng độ và hệ số ma sát của sản phẩm với vật liệu chế tạo lưới sàng.

Ví dụ khi $\varphi = 32°$, $\alpha = 12°$ và r = 10 hay 5mm thì đối với lưới sàng nằm nghiêng dao động dọc theo đường thẳng nằm ngang ta tìm được các thông số tương ứng

$$\omega'_{tr} = \sqrt{\frac{gtg(\varphi+\alpha)}{r}} = 30 \qquad \text{hay 42 rad/s}$$

$$n'_{tr} = 30\sqrt{\frac{tg(\varphi+\alpha)}{r}} = 300 \qquad \text{hay 420 vg/ph}$$

$$\omega_d = \sqrt{\frac{g}{rtg\alpha}} = 65 \qquad \text{hay 92 rad/s}$$

$$n_d = 30\sqrt{\frac{1}{rtg\alpha}} = 650 \qquad \text{hay 920 vg/ph}$$

Tương tự như vậy có thể xác định được các thông số cơ bản đối với các lưới sàng phẳng khác.

❖ Đối với lưới sàng nằm ngang, dao động dọc theo đường thẳng nằm nghiêng.

$$\omega'_d = \sqrt{\frac{g.f}{r(\cos\beta + f\sin\beta)}}, \text{ rad/s}$$

$$n'_d = 30\sqrt{\frac{f}{r(\cos\beta + f\sin\beta)}}, \text{ rad/s}$$

$$n'_{tr} = 30\sqrt{\frac{f}{r(\cos\beta - f\sin\beta)}}, \text{ vg/ph} \tag{2.44}$$

$$\omega'_d = \sqrt{\frac{g}{r\sin\beta}}, \text{ rad/s; } n'_d = 30\sqrt{\frac{1}{r\sin\beta}}, \text{ vg/ph} \tag{2.45}$$

Trong đó: β – góc nghiêng của thanh treo so với mặt phẳng đứng (hình 2.9b, c).

❖ Đối với lưới sàng nằm nghiêng dao động dọc theo đường thẳng nằm nghiêng khi $\beta = \alpha$

$$\omega_d^{'} = \sqrt{\frac{\sin(\varphi-\alpha).g}{r\cos\varphi}};\ n_d^{'} = 30\sqrt{\frac{\sin(\varphi-\alpha)}{r\cos\varphi}} \quad (2.46)$$

$$\omega_{tr}^{'} = \sqrt{\frac{g.\sin(\varphi+\alpha)}{r\cos\varphi}},\ rad/s;\quad n_{tr}^{'} = 30\sqrt{\frac{\sin(\varphi+\alpha)}{r\cos\varphi}} \quad (2.47)$$

Trong trường hợp này không có hiện tượng tách hạt khỏi lưới sàng, vì thành phần pháp tuyến của lực quán tính bằng 0.

Những lập luận vừa nêu ứng với sự chuyển động của một hạt trên mặt phẳng ngang hay nghiêng dao động dọc theo đường thẳng nằm ngang hay đường thẳng nằm nghiêng. Các nghiên cứu về quá trình sàng đã chỉ ra rằng khi chọn các thông số động học của lưới sàng đối với hỗn hợp hạt có thể xác định gần đúng theo điều kiện chuyển động của một hạt.

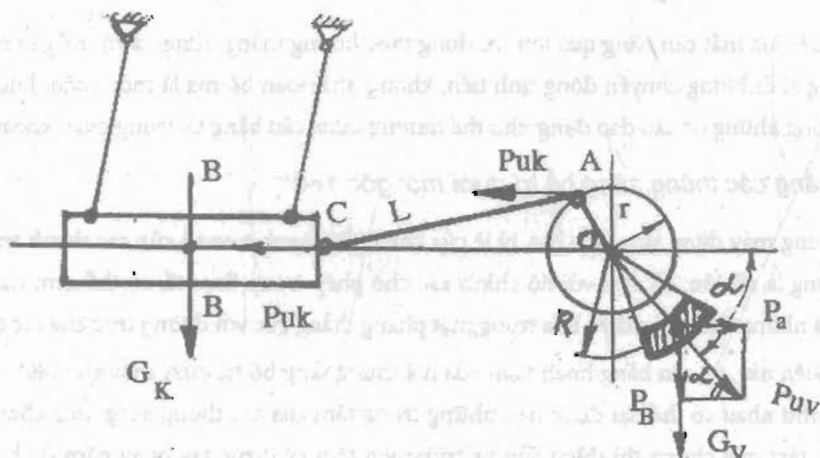
2.2.2. Các cơ cấu dẫn động

a. Sự cân bằng của thân sàng có cơ cấu tay quay – thanh truyền bằng đối trọng quay

Trong những máy làm sạch hạt, người ta thường sử dụng cơ cấu dẫn động thanh truyền lệch tâm (hình 2.11).

Nếu chiều dài của thanh truyền lớn hơn bán kính tay quay rất nhiều thì hợp lực của quán tính của thân sàng chuyển động tịnh tiến mà chúng ta coi hợp lực đó tập trung ở điểm C biểu thị bởi công thức:

$$P_{UK} = \frac{G_K}{g}\omega^2.r.\cos\alpha \quad (2.48)$$



Hình 2.11.
Sơ đồ cân bằng thân sàng có cơ cấu tay quay – thanh truyền bằng tải trọng quay (đối trọng)

Trong đó: P_{uv} – lực quán tính ly tâm của tải trọng quay; P_{uk} lực quán tính của thân sàng dao động; B–B– đường trục trọng tâm sàng; G_v, G_K – trọng lực tải trọng và trọng lực của sàng

Chuyển lực P_{UK} song song với bản thân nó tới ngõng trục A của tay quay.

Phân tích lực quán tính P_{uv} của tải trọng quay theo hướng chuyển động của thân sàng và theo hướng pháp tuyến với nó, ta được lực sau:

$$P_a = P_{uv}.\cos\alpha = \frac{G_v}{g}\omega^2 R.\cos\alpha \quad (2.49)$$

Tác động theo hướng ngang và lực:

$$P_b = P_{uv}.\sin\alpha = \frac{G_v}{g}\omega^2 R.\sin\alpha \quad (2.50)$$

tác động theo hướng thẳng đứng.

Bỏ qua khối lượng thanh truyền và tay quay, có thể chọn trọng lực của tải trọng G_v và bán kính quay R có những trị số sao cho thành phần ngang P_a bằng lực quán tính phát sinh khi thân sàng chuyển động tịnh tiến qua lại, có nghĩa là:

$$P_a = P_{uk}$$

Hay:

$$\frac{G_v}{g}\omega^2 R.\cos\alpha = \frac{G_k}{g}\omega^2 r.\cos\alpha$$

Từ đó: $G_v R = G_k r$ (2.51)

Dưới dạng chung đó là phương trình cân bằng các mômen tĩnh của trọng lực tải trọng và thân sàng.

Song trong khi cân bằng như thế không tránh khỏi có thành phần thẳng đứng P_b mà thành phần này đạt trị số lớn nhất khi tải trọng ở vị trí thẳng đứng ($\alpha = 0°$ và $\alpha = 180°$)

$$P_{b\max} = \frac{G_v}{g}\omega^2 R \quad (2.52)$$

Để tránh các lực mất cân bằng quá lớn tác dụng theo hướng thẳng đứng và có thể gây nên hậu quả tai hại, cần phải cân bằng khối lượng chuyển động tịnh tiến, không phải toàn bộ mà là một phần. Lực quán tính của các khối dao động trong những cơ cấu dao động như thế thường được cân bằng tải trọng quay khoảng 50 – 60%.

b. Cân bằng các thùng sàng bố trí dưới một góc 180°

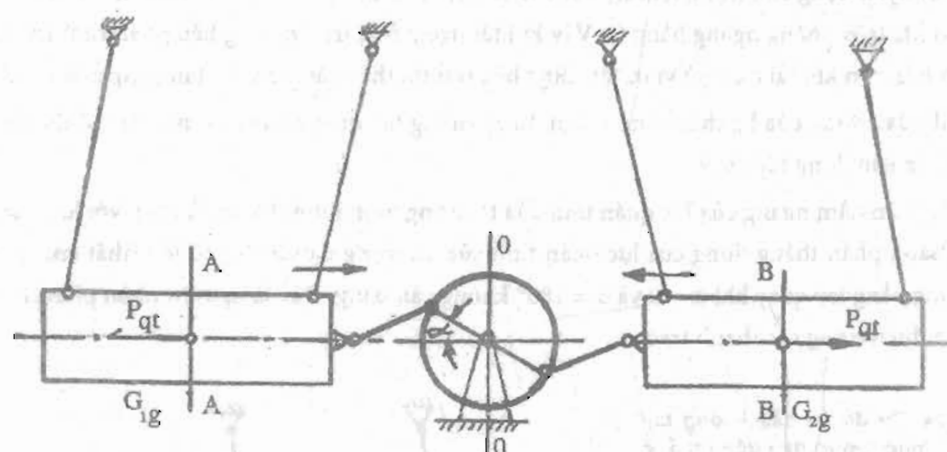
Trong những máy dùng làm sạch hạt, tỷ lệ của chiều dài thanh treo và của các thanh truyền (tay biên) với độ lệch tâm thường là rất lớn. Vì vậy, với độ chính xác cho phép trong thực tế, có thể xem chuyển động của các thùng sàng như là những dao động điều hòa trong mặt phẳng thẳng góc với đường trục của các thanh treo.

Với điều kiện này, sự cân bằng hoàn toàn của hai thùng sàng bố trí dưới một góc 180° cái này đối diện cái kia và dao động như nhau có thể đạt được nếu những trọng tâm của các thùng sàng dịch chuyển trong một mặt phẳng, còn trọng tâm của chúng thì đứng yên và trùng với tâm của trục tay quay nằm ở chính giữa. Vị trí các thùng sàng của máy sàng được chỉ rõ ở hình 2.12 trên đó có các ký hiệu như sau: AA và BB – các đường trục đi qua các trọng tâm của các thùng sàng; OO – đường trục đi qua các trọng tâm của toàn máy; Pqt – lực quán tính của các thùng sàng; G1g – G2g – trọng lực của các thùng sàng.

Những máy như trên không được ứng dụng rộng rãi vì rất cồng kềnh và không thuận tiện bởi số lượng cửa nạp và tháo liệu nhiều gấp đôi làm cho việc bố trí các ống tự chảy thêm phức tạp, đòi hỏi không gian lắp máy lớn.

Ngoài ra trong thực tế khó có khối lượng của các thung sàng bằng nhau vì lượng vật liệu đưa vào các thùng sàng thường dao động trong những giới hạn rộng.

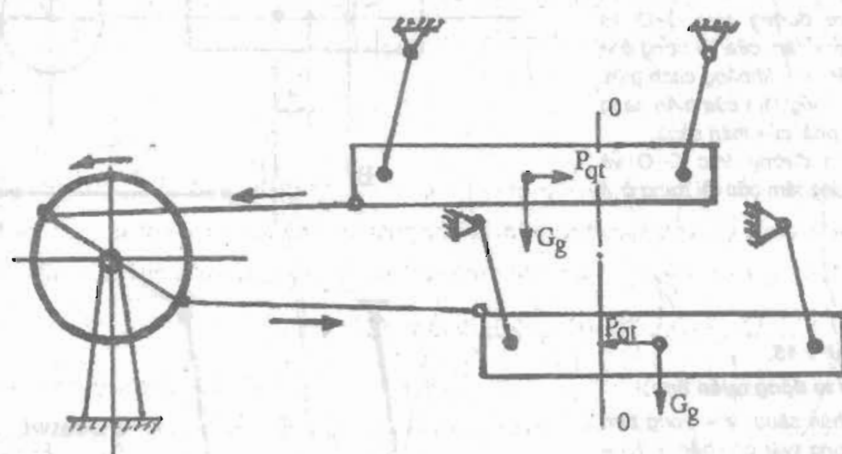
Cơ cấu dẫn động trong các máy này nằm vào khoảng giữa hai thùng sàng dao động nên sẽ gặp khó khăn khi cần tiếp cận với các ổ trục và cơ cấu lệch tâm.



Hình 2.12. Sơ đồ cân bằng các thùng sàng bố trí dưới một góc 180° cái này đối diện cái kia

c. Cân bằng các thùng sàng bố trí cái nọ trên cái kia

Hình 2.13 là sơ đồ cân bằng các thùng sàng bố trí cái nọ trên cái kia.



Hình 2.13. Sơ đồ cân bằng thùng sàng cái nọ trên cái kia

Trong những trường hợp như thế này thì có thể đạt được sự cân bằng hoàn toàn các lực quán tính trong mặt phẳng nằm ngang, nhưng lại xuất hiện ngẫu lực không cân bằng trong mặt phẳng thẳng đứng.

Cách bố trí các thùng sàng như vậy còn gây nên sự không cần thiết phải tăng kích thước biên của máy theo chiều cao của nó, đó là một nhược điểm lớn của máy.

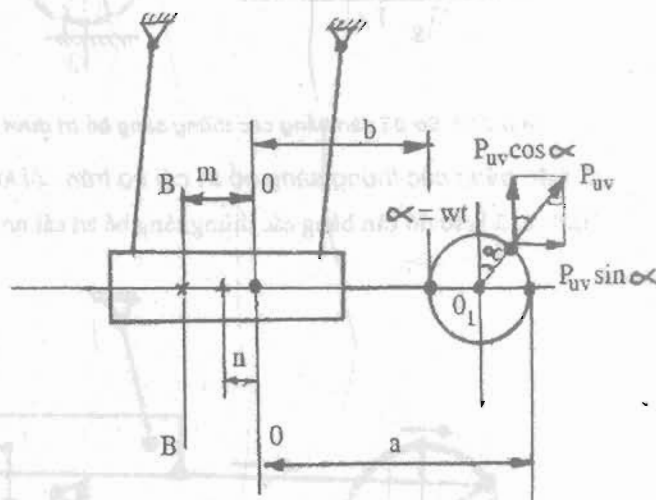
d. Cân bằng không có tay quay

Trên hình (2.14) cho sơ đồ dẫn động không có tay quay đối với chuyển động thẳng tịnh tiến qua lại của thân sàng. Trong đó m – khoảng cách từ đường trục B–B, trên đó đặt trọng tâm của khối lượng thân sàng ở vị trí tận cùng bên trái đến đường trục O–O, trên đó có trọng tâm của khối lượng hệ vật liệu. Trong hệ thân sàng – dẫn động không có tay quay thì trục O_1 dao động cùng với thân sàng.

Ta xem hệ thân sàng – dẫn động không có tay quay như một hệ vật liệu treo trên các thanh treo đủ dài, trong đó phản lực của các thanh treo ở tất cả mọi vị trí của thân sàng đều hướng thẳng đứng. Áp dụng định lí về sự chuyển động của trọng tâm hệ đối với hệ đó, ta có thể coi như nó là một hệ mà tổng hình chiếu của các ngoại lực trên phẳng ngang bằng O. Vậy khi tải trọng ở vị trí tận cùng bên phải thì thân sàng ở vị trí tận cùng bên trái, còn khi tải trọng ở vị trí tận cùng bên trái thì thân sàng ở vị trí tận cùng bên phải.

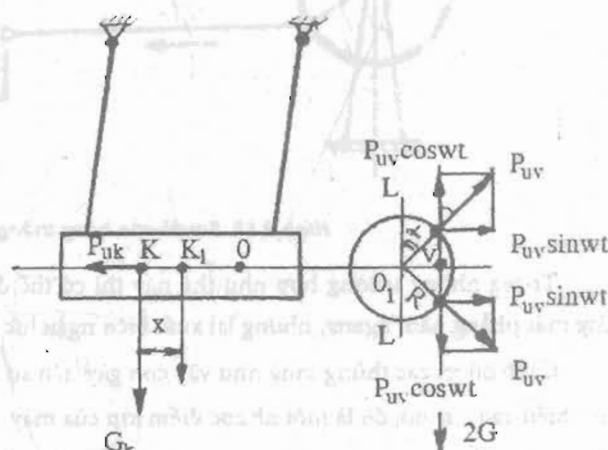
Biên độ dao động của hệ thân sàng – dẫn động không tay quay bằng m – n/2. Hệ số đó vẫn giữ được điểm cơ bản của dẫn động tay quay.

Thành phần nằm ngang của lực quán tính của tải trọng luôn luôn được cân bằng với lực quán tính của thân sàng. Thành phần thẳng đứng của lực quán tính của tải trọng đạt đến trị số lớn nhất của nó cũng như trong dẫn động bằng tay quay khi $\alpha = 0$ và $\alpha = 180°$ không cân bằng. Đây là nguyên nhân phát sinh phản lực động lực biến thiên trong các thanh treo.



Hình 2.14. Sơ đồ cơ cấu không tay quay đối với trọng lượng dao động thẳng đứng tịnh tiến qua lại

B–B–đường trục trên đó đặt trọng tâm của thân sàng ở vị trí tận cùng bên trái; O–O–đường trục, trên đó có trọng tâm chung của hệ vật liệu; m– khoảng cách giữa đường trục O–O và trọng tâm của thân sàng ở vị trí tận cùng bên trái;
a-khoảng cách giữa đường trục O–O và đường trục đi qua trọng tâm của tải trọng ở vị trí tận cùng bên phải; n – khoảng cách giữa đường trục O–O và trọng tâm của thân sàng ở vị trí tận cùng bên phải của thân sàng;
b-Khoảng cách giữa đường trục O–O và đường trục đi qua trọng tâm của tải trọng ở vị trí tận cùng bên trái



Hình 2.15.
Sơ đồ cơ cấu dao động quán tính;
k – trọng tâm của thân sàng; V – trọng tâm chung của hai tải trọng (vật cân bằng); K_1 – vị trí chính giữa của trọng tâm thân sàng tương ứng với vị trí của các tải trọng G_v trên đường kính thẳng đứng I–I; O – trọng tâm chung của hệ; O_1 đường trục quay của các tải trọng; i góc quay tức thời của các tải trọng

e. Sơ đồ tác dụng của các cơ cấu dao động quán tính

Hình (2.15) biểu diễn sơ đồ cơ cấu dao động quán tính được gọi là cơ cấu cân bằng hay bộ rung mất cân bằng tác dụng định hướng, nhờ cách đó có thể cân bằng toàn bộ lực quán tính thân sàng ở tất cả các vị trí

của các con lắc. Vấn đề này được giải quyết trong điều kiện cho quay hai tải trọng bằng nhau về mômen tĩnh xung quanh một đường trục theo chiều đối nhau – đồng bộ và đồng pha.

Thành phần thẳng đứng của các lực quán tính li tâm của hai tải trọng ấy $P_{uv}cos\omega t$ trong bất kì vị trí tương quan nào của chúng đều được cân bằng. Tổng các thành phần nằm ngang $2P_{uv}sin\omega t$ cân bằng với lực quán tính P_{uk} của chuyển động tịnh tiến thân sàng.

Sự chuyển động của thân sàng có cơ cấu dao động quán tính. Để làm sáng tỏ tính chất dao động của thân sàng, ta xét hệ thân sàng cùng với cơ cấu dao động quán tính ở một trong những vị trí trung gian của các con lắc.

Nếu bỏ qua sự chuyển dịch trọng tâm của thân sàng theo hướng thẳng đứng, sự đàn hồi của các thanh treo nó và sức cản của môi trường, sức căng của dây đai và ma sát ở các khớp bản lề, có nghĩa là nếu coi hệ như tự do trong mặt phẳng ngang thì sự dịch chuyển của thân sàng có thể xác định theo định lí về sự chuyển động hình chiếu tâm của khối lượng hệ. Trong trường hợp này khi không có các ngoại lực ở mặt phẳng ngang chung, thì tâm khối lượng của các tải trọng quay và thân sàng phải đứng yên. Khi trọng tâm (tâm của khối lượng) V của tải trọng nằm về bên phải của trục quay O_1 một khoảng cách $R\sin\omega t$ thì sự chuyển vị tuyệt đối của nó đối với vị trí trung bình của nó là $R\sin\omega t + x$, trong đó $x < 0$ – chuyển vị trọng tâm của thân sàng về bên trái.

Để tìm tâm chung của khối lượng ở trạng thái tĩnh cần có:

$$2G_v\left(R\sin\omega t - x\right) = G_k X \qquad (2.53)$$

Từ đó:

$$x = \frac{2G_v}{G_k + 2G_v} R\sin\omega t \qquad (2.54)$$

Biểu thức (2.54) là phương trình chuyển động điều hòa tịnh tiến qua lại của thân sàng.

Trị số tuyệt đối về lý thuyết của độ nghiêng lớn nhất của thân sàng đối với vị trí trung bình, nghĩa là biên độ dao động của nó được tính như sau:

$$A' = \frac{2G}{G_k + 2G_v} R \qquad (2.55)$$

Từ công thức (2.55) rút ra được biên độ dao động của thân sàng bằng tỷ số của mômen tĩnh của khối lượng các tải trọng quay với khối lượng của hệ dao động: khi tăng trọng lượng của thân sàng hay giảm trọng lượng của các tải trọng thì biên độ dao động của các thân sàng giảm và ngược lại. Trị số của biên độ không phụ thuộc tốc độ góc của các con lắc.

Để tính chiều dài và độ cứng của các thanh treo, ta nghiên cứu sự chuyển động của hệ có kể đến tất cả những chỉ tiêu ấy.

Trên hình (2.16) cho hệ nằm ở vị trí điểm góc ($t = 0$; $x = 0$ thanh treo thẳng đứng). Để thiết lập phương trình chuyển động của thân sàng, ta áp dụng nguyên tắc Hecman–Euler–Dalambe và xét điều kiện cân bằng động của hệ ở thời điểm tức thời t, khi tải trọng quay một góc ωt còn thân sàng nằm lệch về bên trái một đoạn x (hình 2.16a).

Trong hệ, ở mặt phẳng ngang sẽ có các lực tác dụng sau đây: hợp lực của lực quán tính của các con lắc trong chuyển động tương đối (quay):

$$P_v = 2\frac{G_v}{g}\omega^2 R.\sin\omega t \quad (2.56)$$

Lực quán tính của thân sàng có tính đến lực quán tính của các con lắc trong chuyển động theo.

$$P_k = \frac{(G_k + 2G_v)}{g}x'' \quad (2.57)$$

và lực đàn hồi của các thanh treo tác dụng nghiêng kể từ vị trí cân bằng (ban đầu).

$$P_{dh} = z.\ c.\ x$$

Trong đó: z – số thanh treo; $c = 3EJ/l^3$ là độ cứng của mỗi thanh (E–môđun đàn hồi; J – mômen quán tính của tiết diện; l – chiều dài của thanh treo).

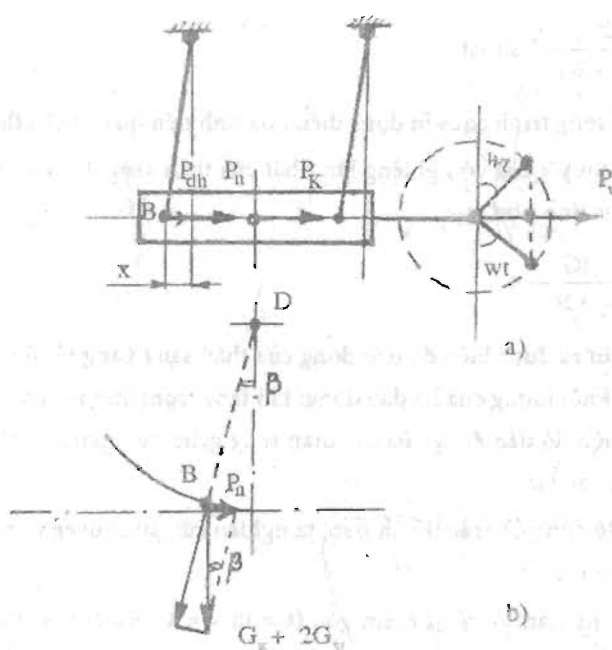
Thành phần ngang của trọng lực của hệ làm cho thanh treo lệch đi đối với phương thẳng đứng một góc (hình 2.16b) bằng:

$$P_{ng} = (G_k + 2G_v)tg\beta \quad (2.58)$$

Nếu độ lệch x rất nhỏ so với l thì

$$tg\beta \approx \sin\beta = x/l \quad (2.59)$$

Vì thân sàng thực hiện chuyển động tịnh tiến qua lại nên xuất hiện các lực quán tính pháp tuyến của thân sàng và của các tải trọng thuộc chuyển động theo. Do trị số tuyệt đối của lực đó rất bé nên có thể bỏ qua nó không dùng đến trong tính toán.



Hình 2.16. Sơ đồ để tính toán cơ cấu dao động quán tính

Phương trình cân bằng động ở hình chiếu trên trục X có dạng sau:

$$P_k + P_{dh} + P_n + P_v = 0 \quad (2.60)$$

Hay:

$$\left(\frac{G_k+2G_v}{g}\right)x''+zcx+\left(G_k+2G_v\right)\frac{x}{l}=-2\frac{G_v}{g}\omega^2 R\sin\omega t \qquad (2.61)$$

Sau khi biến đổi được:

$$x''+g\left(\frac{zc}{G_k+2G_v}+\frac{1}{l}\right)x=-\frac{2G_v\omega^2 R}{G_k+2G_v}\sin\omega t \qquad (2.62)$$

Đặt

$$k^2=g\left(\frac{zc}{G_k+2G_v}+\frac{1}{l}\right). \qquad (2.63)$$

Và $$P=-\frac{2G_v\omega^2 R}{G_k+2G_v} \qquad (2.64)$$

Thì phương trình vi phân chuyển động của hệ có dạng:

$$x'' + k^2x = -P\sin\omega t \qquad (2.65)$$

Như đã biết, tích phân chung của phương trình có thể tìm được bằng cách lấy tổng của nghiệm riêng nào đấy của phương trình đó và nghiệm chung của cùng phương trình nhưng không có vế bên phải.

$$x = x_1 + x_2$$

Nghiệm riêng của phương trình (2.65) có thể biểu thị:

$$x_1 = b\sin\omega t$$

Trong đó: b – hằng số nào đó.

Thay vào phương trình (2.65) ta được:

$$-b.\omega^2.\sin\omega t + k^2b\sin\omega t = -P\sin\omega t$$

hay: $$b(k^2 - \omega^2)\sin\omega t = -P\sin\omega t$$

Từ đó:

$$b=-\frac{P}{k^2-\omega^2} \qquad (2.66)$$

và: $$x_1=-\frac{P}{k^2-\omega^2}\sin\omega t \qquad (2.67)$$

Nghiệm của phương trình chung (2.65) không có vế bên phải có dạng như sau:

$$X_2 = a\sin(kt + \alpha) \qquad (2.68)$$

Trong đó: a và α là hằng số bất kì.

Vì khi t = 0, đại lượng x = 0 thì $\alpha = 0$, và $x_2 = a\sin kt$

Nghiệm của phương trình chung (2.65) có dạng:

$$x=-\frac{P}{k^2-\omega^2}\sin\omega t+a\sin kt \qquad (2.69)$$

Số hạng thứ nhất đặc trưng cho dao động cưỡng bức xuất hiện với tần số của lực kích thích. Số hạng thứ hai đặc trưng cho dao động riêng xuất hiện với tần số k.

Lực cản không được đưa vào trong kết luận này vì nó ảnh hưởng không đáng kể đến dao động cưỡng bức, nhưng nó nhanh chóng làm tắt dần dao động riêng, nên cho phép bỏ qua số hạng thứ hai.

Như vậy với mức chính xác đầy đủ để ứng dụng trong thực tế thì chuyển động của hệ có thể viết dưới dạng phương trình:

$$x = -\frac{P}{k^2-\omega^2}\sin\omega t = \frac{-P}{k^2-\omega^2}\sin(\omega t+\pi) \quad (2.70)$$

Biên độ dao động cưỡng bức

$$A = \frac{P}{k^2-\omega^2}$$

Nếu $\omega < k$ thì $\frac{P}{k^2-\omega^2}>0$, nghĩa là pha dao động của thân sàng ngược chiều với pha dao động của các tải trọng, do đó thân sàng lệch về phía đối diện với hướng hình chiếu ngang của lực quán tính ly tâm của các tải trọng quay.

Nếu $\omega > k$ thì $\frac{P}{k^2-\omega^2}< 0$ và phương trình (2.70) có thể viết dưới dạng:

$$x = \frac{P}{k^2-\omega^2}\sin\omega t \quad (2.71)$$

Như thế chứng tỏ rằng dao động của thân sàng trùng pha với dao động của các tải trọng, có nghĩa là thân sàng lệch về hướng hình chiếu ngang của lực quán tính ly tâm của các tải trọng quay. Nếu $\omega = \omega_{th} = k$ thì xảy ra cộng hưởng theo lý thuyết khi cộng hưởng:

$$\frac{P^2}{k^2-\omega^2} = \infty \quad (2.72)$$

Trong thực tế những lực cản không được tính đến trong việc hạn chế sự tăng biên độ, tuy vậy nó vẫn có thể đạt đến trị số nguy hiểm đối với độ bền của máy.

Trên hình (2.17) là những đường cong của biên độ dao động cưỡng bức A phụ thuộc vào tốc độ góc ω của các tải trọng quay có kể và không kể lực cản.

Khi $\omega > k$ thì biểu thức về trị số tuyệt đối của biên độ biểu thị dưới dạng phương trình:

$$A = \frac{P}{k^2-\omega^2}$$

Thay trị số k^2 và P từ phương trình (2.63) và (2.64) và thực hiện các biến đổi tương ứng, ta được:

$$A = \frac{2G_v\omega^2R}{(G_k+2G_v)(\omega^2-g/l)-gzc} \quad (2.73)$$

Giải phương trình đó đối với G_v sẽ tìm được:

$$G_v = \frac{A\left[G_k\left(\omega^2 - g/l\right) - gzc\right]}{2\left[\omega^2.R - A(\omega^2 - g/l)\right]} \quad (2.74)$$

Khi $l = \infty$ và $c = 0$ thì phương trình (2.73) được dẫn tới dạng phương trình (2.55).

Khi tính toán máy cần phải chú ý đến chế độ làm việc đúng để tránh khỏi cộng hưởng, nghĩa là $\omega = (7 \div 10)\omega_{th}$ khi cộng hưởng thì $\omega_{th} = k$. Thay trị số k từ phương trình (2.63) ta có:

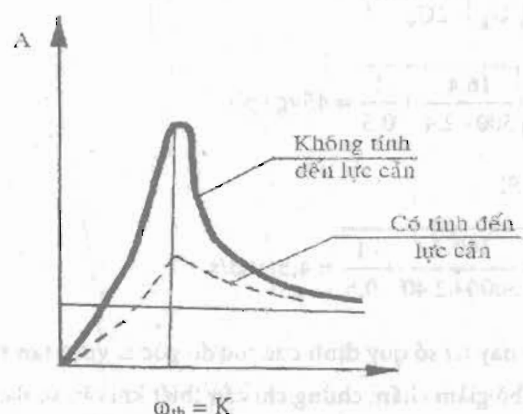
$$\omega_{th} = k = \sqrt{g\left(\frac{zc}{G_k + 2G_v} + \frac{1}{l}\right)} \text{ rad/s}$$

hay

$$n_{th} = \frac{30\sqrt{g}}{\pi}.\sqrt{\frac{zc}{G_k + 2G_v} + \frac{1}{l}} \text{ vg/ph} \quad (2.75)$$

Tính gần đúng:

$$n_{th} = 30\sqrt{\frac{zc}{G_K + 2G_v} + \frac{1}{l}} \text{ vg/ph} \quad (2.76)$$



Hình 2.17. Những đường cong của biên độ dao động cưỡng bức phụ thuộc tốc độ góc của các con lắc

Ví dụ: Yêu cầu xác định trọng lượng của một trong hai tải trọng quay G_v và số vòng quay của con lắc quán tính nếu biết: trọng lực (trọng lượng) của thân sàng có sản phẩm G_k = 3000N (300kG); chiều dài thanh treo thân sàng l = 500mm, số lượng thanh treo z = 4; bán kính quay của trọng tâm các con lắc R = 200mm (theo dự kiến thiết kế); biên độ dao động của thân sàng A = 5mm; số vòng quay của các con lắc n = 500 vg/ph.

Trị số A tính theo công thức (2.73).

Tìm trị số c và ω.

$$c = \frac{3EJ}{l^3}; \qquad E = 2.10^6 \text{kG/cm}^2 = 2.\ 10^5 \text{MN/m}^2$$

$$J = \frac{bh^3}{12} = \frac{5.0,2^3}{12} = 0,00333\ cm^4$$

Trong đó: b – chiều rộng của thanh treo bằng thép, cm (5cm)

h – bề dày của thanh treo bằng thép, cm (0,2cm)

Do đó:

$$c = \frac{3.2.10^6.0,00333}{50^3} = 0,16\,{}^{kG}\!/_{cm} = 16\,{}^{kG}\!/_{m} \approx 160\,{}^{N}\!/_{m}$$

$$\omega = \frac{\pi.n}{30} = \frac{3,14.500}{30} = 52\ \ rad/s$$

Kết quả được:

$$G_v = \frac{5,0\left[300\left(52^2 - \frac{981}{50}\right) - 981.4.0,16\right]}{2\left[52^2.20 - 0,5\left(52^2 - \frac{981}{50}\right)\right]} \approx 4kG \approx 40N$$

Xác định trị số của n_{th}

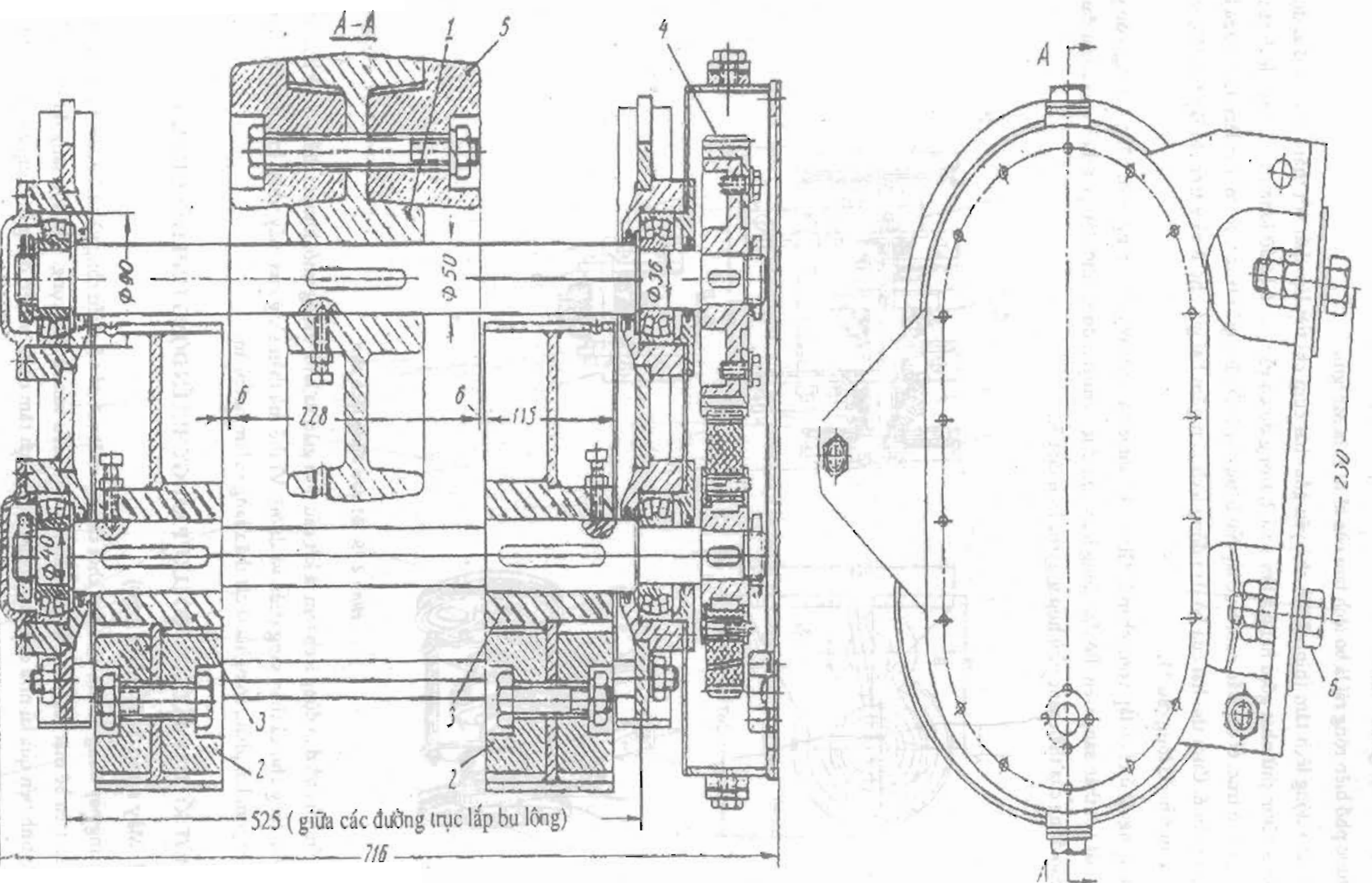
$$n_{th} = 30\sqrt{\frac{cz}{G_k + 2G_v} + \frac{1}{l}}$$

$$n_{th} = 30\sqrt{\frac{16.4}{300+2.4} + \frac{1}{0,5}} \approx 45vg/ph$$

Hay ở hệ SI

$$\omega = \sqrt{9,8\frac{160.4}{3000+2.40} + \frac{1}{0,5}} \approx 4,5\ \ rad/s$$

Trong những máy hiện nay trị số quy định của tốc độ góc ω vượt tần số dao động riêng từ 7 – 10 lần. Vì vậy có thể không cần dùng bộ giảm chấn; chúng chỉ cần thiết khi tần số dao động riêng rất lớn. Trên hình 2.18 cho kết cấu quy chuẩn của bộ dao động quán tính thích hợp về tính chất công nghệ và vận hành của nó đối với các loại máy sàng.



Hình 2.18. Hình dạng chung của bộ dao động quán tính quy chuẩn

1, 3 – Các bánh đai; 2, 5 – Các tải trọng; 4 – Truyền động bánh răng nghiêng

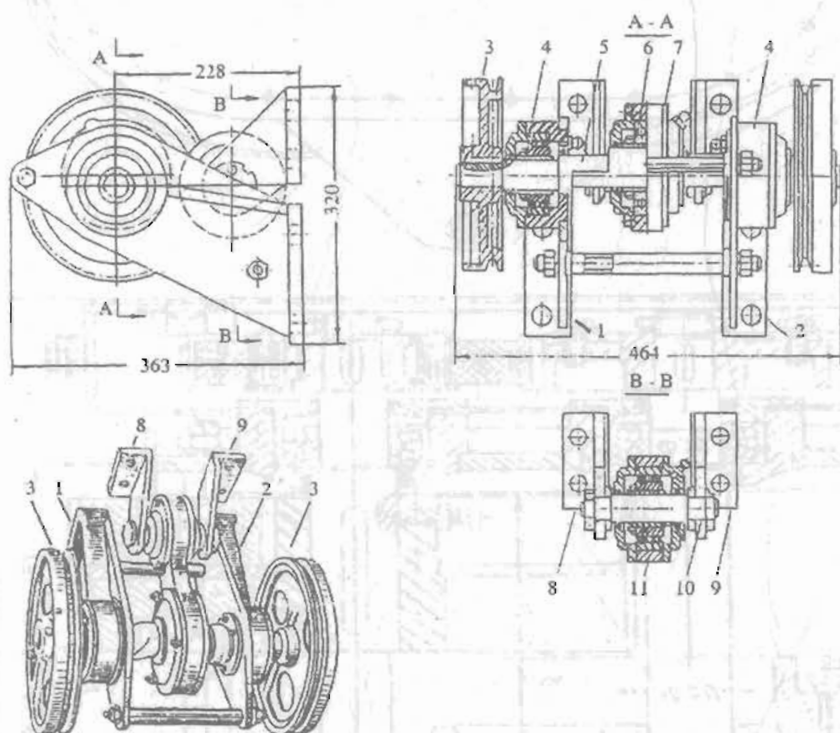
6 – bulông để lắp ghép bộ dao động với thân sàng

f. Bộ dao động lệch tâm

Được phổ biến rộng rãi là bộ lệch tâm của kĩ sư A.Ia.Morgun.

Bộ dao động lệch tâm (hình 2.19) chủ yếu gồm hai cụm chi tiết lắp chặt với thân sàng và dao động cùng với nó. Cụm thứ nhất gồm hai giá lớn 1 và 2, trong đó có gắn các ổ bi đỡ lòng cầu 4. Trục lệch tâm 5 quay trong các ổ trục. Ở các đầu cuối trục lắp hai bánh đai 3. Ở phía giữa trục trên chi tiết lệch tâm được lắp ổ bi đỡ lòng cầu 6. Cụm thứ hai của bộ dao động lệch tâm gồm hai giá nhỏ 8 và 9 trên đó lắp trục 10; trên trục đó có gắn ổ bi đỡ lòng cầu 11.

Vòng ngoài ổ bi có lắp vòng chắn 7. Giá 1 và 2 được bắt chặt với thân sàng dưới bằng bulông, còn giá 8 và 9 thì bắt với thân sàng trên. Bộ dao động lệch tâm được chuyển động nhờ động cơ điện qua bánh đai 3. Biên độ dao động của thân sàng phù hợp với trục lệch tâm 5.



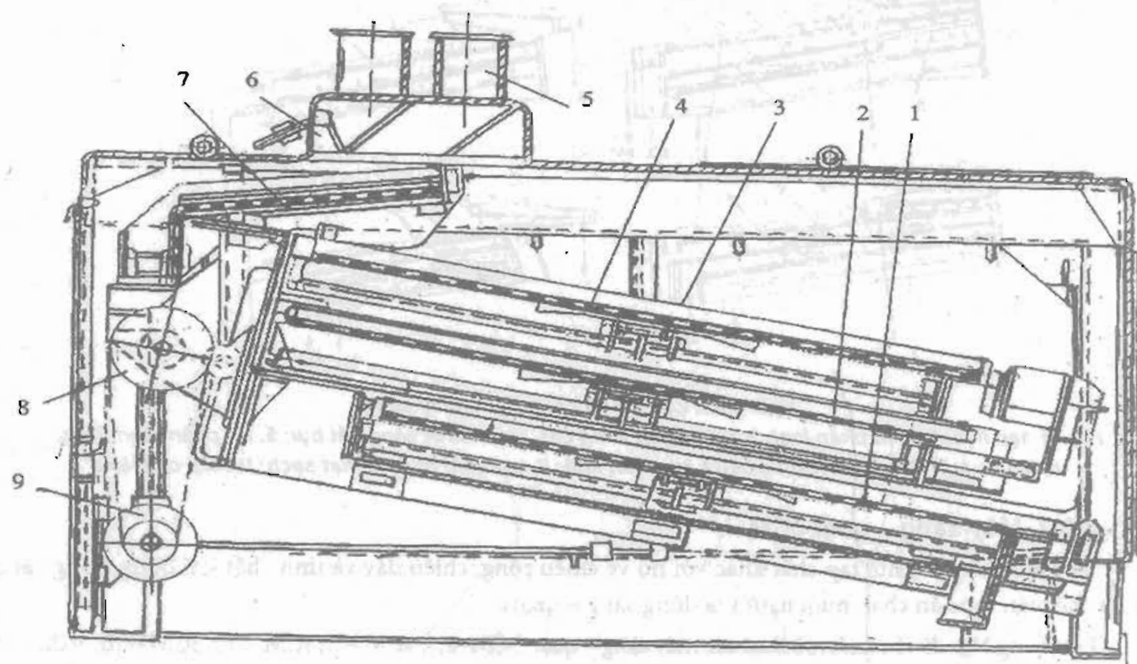
Hình 2.19. Bộ dao động lệch tâm

Ưu điểm của bộ dao động lệch tâm là kết cấu đơn giản và khối lượng nhỏ; khuyết điểm chỉ ở khả năng truyền chuyển động cho cả thân sàng (trên và dưới). Vì thế mà thân sàng của máy phân loại được ghép đôi theo chiều cao gồm hai phần, có nghĩa là cắt thân sàng ra làm hai phần.

2.3. MỘT SỐ LOẠI MÁY SÀNG CÓ LƯỚI PHẲNG CHUYỂN ĐỘNG TỊNH TIẾN QUA LẠI

2.3.1. Máy sàng 3СП (hình 2.20)

Máy sàng này dùng để làm sạch hạt khỏi các tạp chất với nó về chiều rộng và chiều dày. Khối hạt được phân phối đều trên bề mặt các lưới bằng cơ cấu nạp liệu kiểu van có đối trọng. Các hộp sàng được thực hiện chuyển động tịnh tiến qua lại nhờ cơ cấu gây dao động lệch tâm được truyền động từ động cơ qua bộ truyền đai thang.



Hình 2.20. Cấu tạo máy sàng

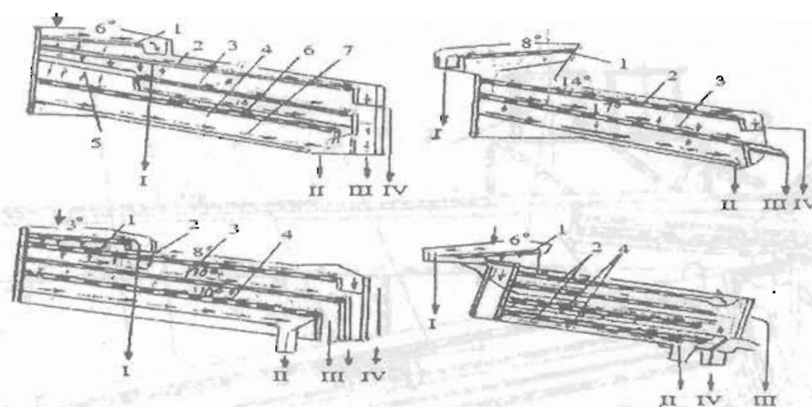
1. lưới sàng cát, bụi; 2. lưới tháo liệu3. cơ cấu bàn chải quán tính; 4. lưới phân loại;5. ống gió nối máy với hệ thống hút bụi; 6. cơ cấu nạp liệu;7. lưới nạp liệu; 8. cơ cấu gây dao động quán tính; 9. động cơ

Ở hình 2.21 là sơ đồ công nghệ của các hộp sàng có chiều rộng bằng nhau và ở bảng 2.3 là các đặc tính kĩ thuật của các phương án này.

Theo bảng đã chỉ dẫn, xét về tải lượng riêng của lưới sàng cát, bụi thì sơ đồ 1 và sơ đồ 4 là thực dụng hơn cả. Muốn tách khối hạt ra các thành phần lớn, nhỏ riêng nhau thì nên dùng sơ đồ 3, còn muốn làm sạch hạt mà chỉ cần loại bỏ tạp chất thô thì dùng sơ đồ 2.

Thường người ta hay dùng sơ đồ 1. Sản phẩm ban đầu theo hai dòng song song đi vào cơ cấu nạp liệu rồi xuống lưới nạp liệu 1. Lưới này dùng để tách tạp chất thô và thải chúng ra khỏi máy qua các máng nằm ngang. Hạt lọt qua lưới nạp liệu rơi xuống lưới phân loại 2. Lưới phân loại dùng để tách tạp chất lớn ra khỏi khối hạt. Hạt lọt qua phần đầu của lưới phân loại thì rơi vào bộ phận tách dòng dạng rãnh 5. Những hạt không lọt qua hai lưới sàng cát, bụi (hạt, sạch) được tháo ra khỏi máy qua một hệ kênh chung. Những cấu tử lọt qua hai lưới này (cát, hạt cỏ dại, hạt vỡ) theo các đáy 6 và 7 cũng được tháo ra ngoài.

Trong quá trình làm việc của máy sàng, các lỗ lưới có thể bị tắc. Muốn làm sạch mặt lưới cần có cơ cấu bàn chải quán tính 3. Ở bảng 2.1 là đặc tính kĩ thuật của các máy sàng 3СП.



Hình 2.21. Các sơ đồ công nghệ máy sàng

1. lưới nạp liệu; 2. lưới phân loại; 3. lưới ngăn sàng cát, bụi;4. lưới sàng cát bụi; 5. bộ phận tách dòng; 6, 7. các mặt đáy; 8. lưới tháo liệu I. tạp chất khô; II. tạp chất nhỏ; III. hạt sạch; IV. tạp chất lớn

2.3.2. Máy sàng – quạt 3CM

Để làm sạch hạt khỏi tạp chất khác với nó về chiều rộng, chiều dày và tính chất khí động trong các xí nghiệp chế biến thức ăn chăn nuôi người ta dùng sàng – quạt.

Liên bang Nga đã sản xuất một loạt các máy sàng – quạt: 3CM–2,5; 3CM – 5; 3CM – 10; 3CM – 20; 3CM – 50; 3CM - 100.

Bảng 2.1. Đặc tính kỹ thuật của các máy sàng 3CΠ

Các thông số	Các sơ đồ			
	Sơ đồ 1	Sơ đồ 2	Sơ đồ 3	Sơ đồ 4
Năng suất, t/h	10	10	10	10
Số dãy lưới				
Lưới nạp liệu	1	1	1	1
Lưới phân loại	1	1	1	1
Lưới tháo liệu	–	–	1	–
Lưới sàng cát bụi	2	1	1	2
Độ dốc của lưới, độ				
Lưới nạp liệu	6	8	3	6
Lưới phân loại	11	14	8	11
Lưới tháo liệu	–	–	10	–
Lưới sàng cát bụi	14	17	10	11
Chiều rộng của lưới, mm				
Lưới nạp liệu	1300	1300	1300	1300
Lưới phân loại	1300	1300	1300	1300
Lưới tháo liệu	–	–	1300	–
Lưới sàng cát bụi		1300	1300	2000
Tải lượng riêng trên lưới sàng cát bụi, kg/hcm	38	38	38	38
Năng suất riêng trên lưới sàng cát bụi, t/hm²	2,5	2,5	2,5	2,5

Bảng 2.2

Các thông số	3Cπ - 2,5	3Cπ - 15	3Cπ - 10
Năng suất, t/h	2,5	5,0	10,0
Số dao động của hộp sàng trong 1 ph	450	500	500
Biên độ dao động, mm	5	6	6
Công suất động cơ, kW	0,6	0,6	0,6
Kích thước bao, mm			
Dài	1915	2590	2590
Rộng	830	1272	1985
Cao	1250	1785	1785
Khối lượng, kg	280	615	890

Bảng 2.3. Số lượng các lưới làm việc trong hộp sàng

Số thứ tự hàng lưới	3CM–2,5	3CM–5	3CM–10	3CM–20
1.	Lưới nạp liệu	Lưới nạp liệu	Lưới nạp liệu	Lưới nạp liệu
2.	Lưới phân loại	Lưới phân loại	Lưới phân loại	Lưới phân loại
3.	Lưới sàng cát bụi	Lưới tháo liệu	Lưới tháo liệu	Lưới tháo liệu
4.	–	Lưới sàng cát bụi	Lưới sàng cát bụi	Lưới sàng cát bụi
5.	–	–	Lưới sàng cát bụi	Lưới sàng cát bụi

Được dùng phổ biến là máy sàng quạt 3CM–5 (hình 2.22). Về cấu tạo máy sàng quạt 3CM–5 không khác gì các máy sàng quạt 3CM–10; 3CM–20 mà nó chỉ khác về năng suất.

Máy sàng gồm có khung hàn 1, các hộp sàng 2 và 3, bộ phận nạp liệu 8, khoang hút bụi 9, quạt gió 10 và ống khí động 4 có cơ cấu nam châm bảo hiểm 5.

Các quạt gió của các máy 3CM–2,5 và 3CM–5 được dẫn bởi một động cơ, còn trong các máy sàng 3CM–10 và 3CM–20 thì mỗi quạt có một động cơ riêng. Ngoài ra ở máy sàng 3CM–20 không có cơ cấu nam châm bảo hiểm.

Mỗi hộp sàng được treo trên khung bằng bốn thanh treo thẳng đứng làm bằng thép lò xo. Số lượng các lưới làm việc trong hộp sàng của các máy sàng 3CM–2,5; 3CM–5; 3CM–10; 3CM–20 cho ở bảng 2–3.

Các mặt lưới trong máy sàng có thể tháo lắp được, kích thước lỗ lưới được chọn theo hạt sạch.

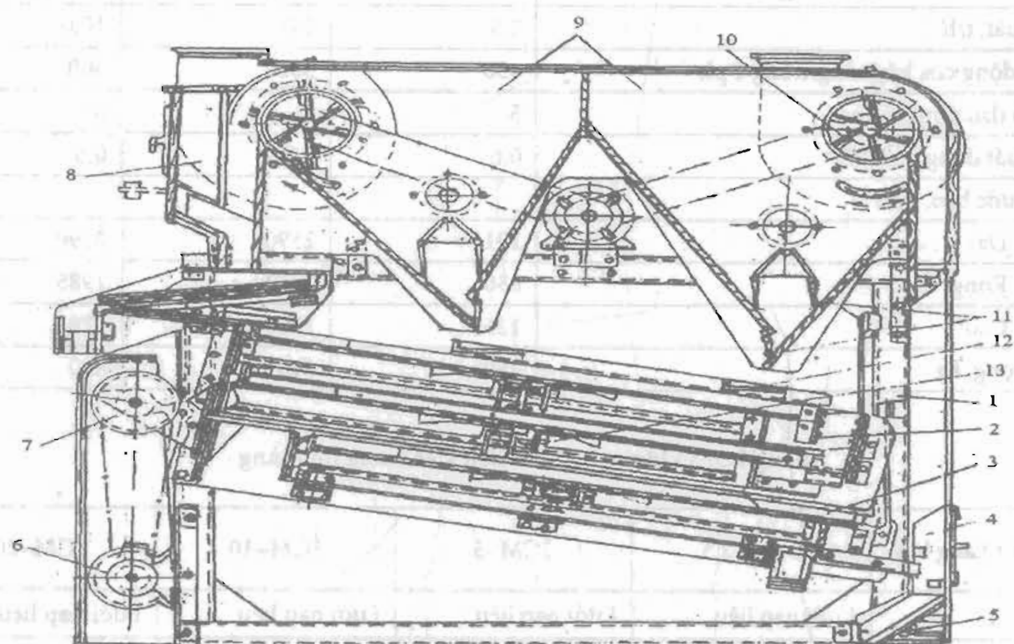
Các hộp sàng thực hiện chuyển động tịnh tiến qua lại nhờ có cơ cấu gây dao động lệch tâm lắp ở thành trước của hộp trên và hộp dưới. Cơ cấu gây dao động làm việc nhờ động cơ điện 6 qua hệ truyền động đai thang.

Để cân bằng lực quán tính của khối dao động của bộ dao động lệch tâm cần lắp thêm hai puly đối trọng.

Các lưới phân loại, tháo liệu và sàng cát, bụi đều được làm sạch bằng cơ cấu bàn chải quán tính 13.

Phía trên các hộp sàng là các khoang hút bụi 9 có trang bị hai quạt gió 10. Cửa vào của các quạt này nối với ống hút của các khoang hút bụi, còn cửa ra – với mạng hút bụi có máy lọc bụi hoặc cyclon.

Vật liệu phế thải lắng lại trong các khoang hút bụi qua hai lần thổi không khí được thoát ra ngoài theo các máng 12 sau khi lọt các van 11.



Hình 2.22. Cấu tạo máy sàng quạt

1. Khung máy; 2, 3. các hộp sàng; 4. ống khí động; 5. nam châm bảo hiểm; 6. động cơ điện; 7. cơ cấu gây dao động lệch tâm; 8. bộ phận nạp liệu; 9. khoang hút bụi; 10. quạt gió; 11. van; 12. máng vận chuyển bụi; 13. cơ cấu bàn chải quán tính

Các tạp chất theo chiều dài và chiều dày được tách ra trong quá trình phân loại liên tiếp trên các lưới sàng nằm nghiêng chuyển động tịnh tiến qua lại. Các tạp chất theo tính chất khí động thì được tách ra bằng hai lần thổi khí vào trong các kênh lúc sản phẩm vào máy và ra khỏi máy.

Sản phẩm từ thùng chứa trượt theo máng nghiêng vào bộ phận nạp liệu và được rải đều suốt chiều dài của bộ phận nạp liệu đó. Thắng lực cản của van có đối trọng, sản phẩm rơi thành dòng vào kênh phân loại khí động. Tạp chất nhẹ được dòng không khí mang đi và lắng lại ở khoang hút bụi 9 rồi qua van 11 theo hệ máng đi ra khỏi máy.

Từ kênh khí động thứ nhất, hạt rơi xuống lưới nạp liệu. Những cấu tử không lọt lưới này (rơm, rác, dây, lạt...) theo máng riêng ra ngoài. Những cấu tử lọt qua lưới nạp liệu rơi xuống lưới phân loại. Không lọt lưới phân loại là những tạp chất lớn hơn hạt, còn những cấu tử lọt qua lưới này thì rơi xuống lưới tháo liệu. Lưới tháo liệu chia sản phẩm ra làm hai dòng: một phần (khoảng 40% của dòng chung) nằm lại trên lưới tháo liệu, lượng còn lại đổ trên lưới sàng cát, bụi dưới cùng. Khác với các máy sàng khác, máy sàng 3CM-2,5 không có lưới tháo liệu và sản phẩm thì từ lưới phân loại xuống thẳng lưới sàng cát bụi để tách các hạt nhỏ, vỡ, bụi và tạp chất khoáng ra khỏi hạt nguyên. Các tạp chất đã được tách ra tập trung trên đáy và ra ngoài theo máng dẫn.

Khối hạt đã được làm sạch tạp chất chảy vào ống phân loại khí động 4 sau khi thắng được lực cản của van tháo liệu di động. Những tạp chất nhẹ do dòng không khí lấy được từ hạt ra được lắng lại trong khoang hút bụi 9 và qua các van 11 theo máng dẫn 12 thoát ra ngoài máy.

Chế độ không khí trong các kênh phân loại khí động được điều chỉnh bằng các van trong khoang hút bụi.

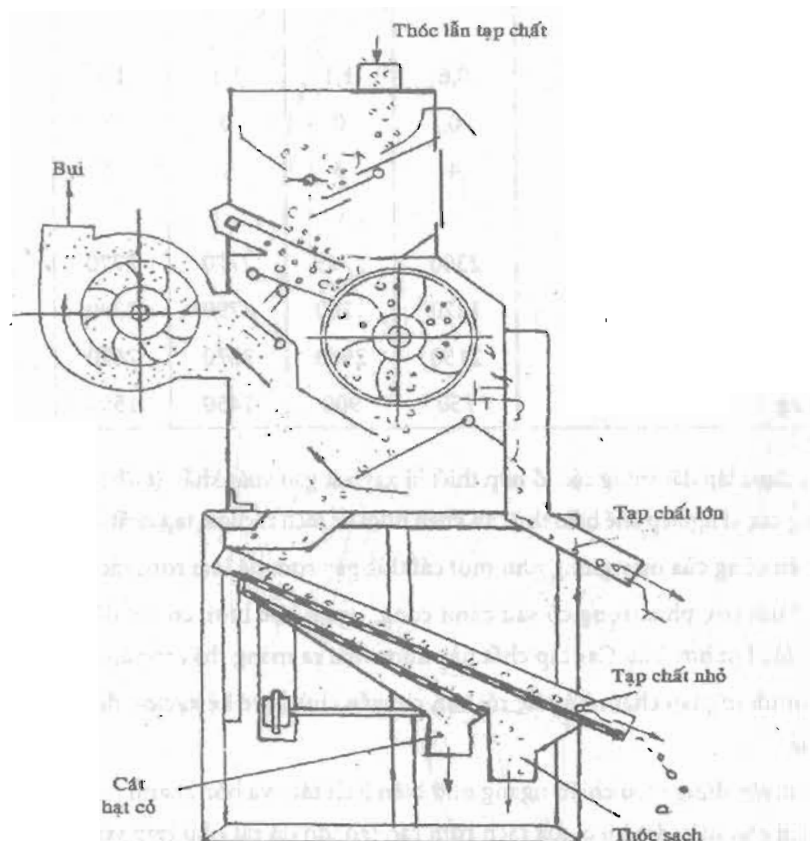
Máy sàng quạt 3CM–100 được cấu tạo như hai máy sàng – quạt 3CM–50 hàn liền với nhau. Trong các khoang hút bụi của các máy sàng này có cơ cấu vít tải đưa các tạp chất khí động nhẹ ra ngoài. Bộ phận nạp liệu của chúng là một hộp có máng rung được truyền động nhờ một động cơ riêng. Cơ cấu gây dao động, cơ cấu làm sạch mặt sàng tương tự như các máy 3CM–5.

Các máy sàng – quạt 3CM–50 và 3CM–100 là những máy sàng có năng suất lớn, chỉ phù hợp với các nhà máy chế biến thức ăn chăn nuôi quy mô hiện đại. Ở nước ta đã nhập một vài chiếc nhưng hiệu suất sử dụng còn hạn chế.

Đặc tính kĩ thuật của các máy sàng – quạt 3CM cho ở bảng 2.4.

2.3.3. Máy sàng STC–40 (hình 2.23)

Do nhà máy cơ khí Hoàng Liệt chế tạo, dùng để tách bụi bẩn và các cọng rơm ra khỏi khối hạt trước khi chế biến.



Hình 2.23. Sơ đồ cấu tạo của máy sàng STC–40

Bảng 2.4. Đặc tính kỹ thuật của máy sàng 3CM

Các thông số	3CM-2,5	3CM-5	3CM-10	3CM-20	3CM-50	3CM-100
Năng suất, t/h	2,5	5	10	20	50	100
Số dao động của các hộp sàng trong 1 ph	450	500	500	500	500	500
Biên độ dao động của các hộp sàng, mm	5	6	5	5	5	5
Tổng chiều rộng làm việc của các lưới sàng, mm:						
- Lưới phân loại	620	620	1300	2600	2480	4960
- Lưới sàng cát, bụi	620	620	1300	2600	2480	4960
Độ dốc của các lưới sàng phân loại và lưới sàng cát bụi, độ	8	11	11	11	11	11
Chiều dài của các kênh phân loại khí động, mm	700	730	1490	1490	1400	2800
Chiều rộng của các kênh phân loại khí động, mm	110	100	130	130	160	160
Lượng không khí cần thiết, m^3/h	3600	3000	9400	9400	10800	21600
Công suất động cơ điện, kW:						
- Cơ cấu gây dao động	0,6	1,1	1,1	1,1	1,0	1,0
- Cơ cấu vít tải	0	0	0	0	1,0	1,0
- Các quạt gió	4	3	4	4	quạt ngoài máy	
Kích thước bao của máy, mm:						
- Dài	2300	2745	2770	2770	3400	3400
- Rộng	1220	1200	2790	2790	1850	3850
- Cao	2150	2500	2670	2670	3000	3000
Khối lượng máy, kg	750	900	1450	1550	1600	3200

Máy này đã được lắp đặt trong các tổ hợp thiết bị xay xát gạo xuất khẩu (6t/h) ở các tỉnh trong nước. Máy có thể sử dụng trong các xí nghiệp chế biến thức ăn chăn nuôi để tách các loại tạp chất khác hạt về kích thước.

Mặt sàng trên cùng của máy giống như một cái thìa gảy rơm để loại rơm rác trong khối hạt.

Lồng quay hình trụ, phía trong có sáu cánh cong, ngoài bọc lưới, có tác dụng lọc các giẻ rơm và các tạp chất có kích thước lớn hơn hạt. Các tạp chất này được thải ra máng tháo và tập trung vào thùng rác.

Quạt gió hút những tạp chất nhỏ nhẹ rồi vận chuyển chúng về hệ xyclon để thu hồi lại tránh ô nhiễm môi trường sản xuất.

Hộp sàng chuyển động theo chiều ngang nhờ biên lệch tâm và bốn thanh treo. Kiểu lắc ngang của hộp sàng có ưu điểm làm cho máy đạt hiệu quả tách rơm rác cao, do đó rất phù hợp với điều kiện thu hoạch thóc ở nước ta hiện nay.

Trong hộp sàng được lắp hai mặt lưới và một đáy góp. Lưới trên có lỗ hình hạt xoài dùng để loại các tạp chất có kích thước lớn hơn hạt. Lưới dưới có lỗ hình chữ nhật hoặc hình tròn dùng để lọc các hạt cỏ dại, sâu mọt và cát sạn. Ở bảng 2.5 là đặc tính kĩ thuật của máy sàng STC-40 do nhà máy cơ khí Hoàng Liệt chế tạo.

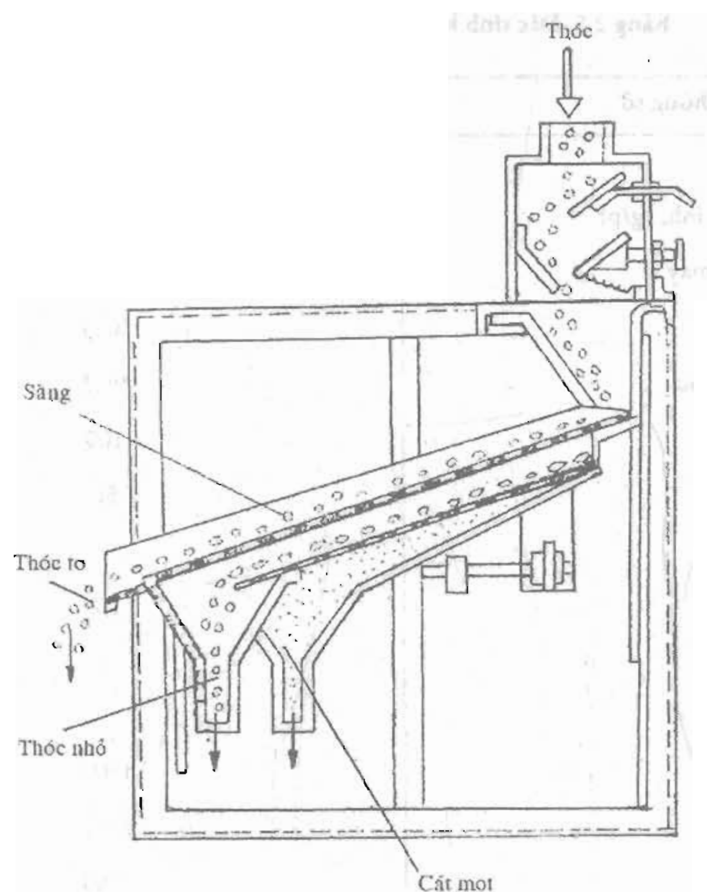
Bảng 2.5. Đặc tính kĩ thuật của máy sàng STC–40

Các thông số	Trị số
Năng suất, t/h	6–7
Số vòng quay của trục chính, vg/ph	460
Khả năng phân loại của máy %:	
– Cát bụi sâu mọt	83,3
– Đá to hơn hạt thóc	96,2
– Rơm rác	100
– Hạt cỏ dại	50
Công suất, kW:	
– Đối với quạt	1,7
– Đối với hộp sàng	1
Kích thước bao, mm	
– Dài	1500
– Rộng	1100
– Cao	3760

2.3.4. Máy sàng PL – 4 (Hình 2.24)

Cũng do nhà máy cơ khí Hoàng Liệt chế tạo và lắp đặt trong tổ hợp thiết bị xay xát gạo xuất khẩu (6t/h). Máy sàng này dùng để phân loại khối hạt ra những thành phần to, nhỏ khác nhau tạo điều kiện cho quá trình xay xát được dễ dàng, giảm tỷ lệ đớn nát đến mức thấp nhất. Máy cũng có thể sử dụng trong các xí nghiệp chế biến thức ăn chăn nuôi trong trường hợp xí nghiệp này cần xay xát gạo để lấy tấm, cám trộn vào thức ăn chăn nuôi tổng hợp.

Hộp sàng gồm hai lưới và một đáy góp, được thực hiện chuyển động lắc ngang như máy sàng STC – 40. Hạt to được thu hồi ở cuối lưới trên hạt nhỏ – ở cuối lưới dưới; cát sạn, sâu mọt được tập trung ở cuối đáy góp. Ở bảng 2.6 là đặc tính kĩ thuật của máy sàng PL–4.



Hình 2.24. Sơ đồ cấu tạo của máy sàng PL–4

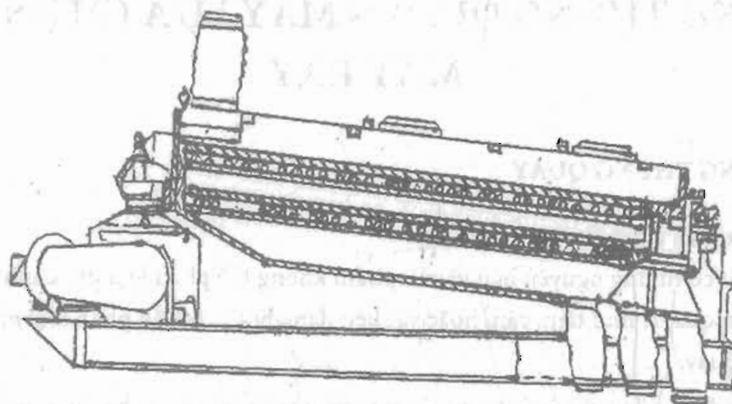
Bảng 2.6. Đặc tính kỹ thuật của máy sàng PL–4

Các thông số	Trị số
Năng suất, t/h	3–4
Số vòng quay của trục lệch tâm, vg/ph	560
Độ lệch tâm, mm	10
Hiệu suất phân loại, %	90
Công suất máy, KW	1,7
Kích thước bao, mm:	
Dài	1500
Rộng	1450
Cao	2065

2.3.5. Máy sàng cơ lưới chuyển động phức tạp

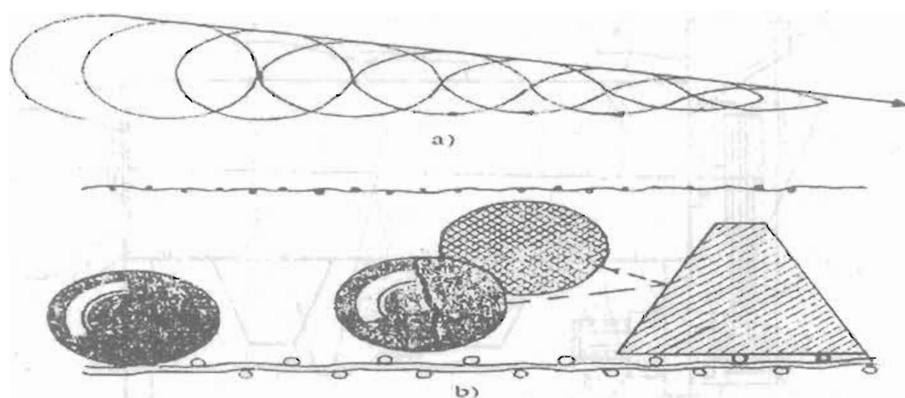
Ở Liên bang Nga và Anh, máy sàng cơ lưới chuyển động phức tạp được sử dụng phổ biến trong các xí nghiệp chế biến thức ăn chăn nuôi. Ở hình 2.25 là sơ đồ cấu tạo của máy sàng này. Hộp sàng chuyển động phức tạp được nhờ một cơ cấu lệch tâm lắp ở đầu máy về phía nạp liệu. Trong hộp sàng có hai bộ lưới: lưới trên là

lưới phân loại và lưới dưới là lưới sàng cát bụi. Qua quá trình phân loại trên máy, sản phẩm ban đầu được tách cát, bụi và chia thành hai cấp: thành phần hạt lớn không lọt lưới trên, thành phần hạt nhỏ không lọt lưới dưới. Các thành phần hạt đã được phân cấp cũng như tạp chất đều được đưa ra khỏi máy qua các cửa riêng.



Hình 2.25. Sơ đồ cấu tạo máy sàng lưới chuyển động phức tạp

Với chuyển động phức tạp phần trước của hộp sàng (về phía nạp liệu) vẽ được quỹ đạo tròn, còn phần sau của hộp sàng (phía tháo liệu) – quỹ đạo ôvan. Các mặt lưới sàng được làm sạch nhờ sự va đập của các quả bóng vào mặt lưới của chúng. Những thanh chắn bằng gỗ có tiết diện hình thang được bố trí dưới lưới sao cho chiều cao của chúng không chạm vào mặt lưới nhằm đảm bảo sự đàn hồi của lưới khi các quả bóng va đập vào nó. Ở hình 2.26 là quỹ đạo chuyển động của hạt trên mặt lưới và chuyển động của các quả bóng.



Hình 2.26. Chuyển động của sản phẩm và của các quả bóng trong máy
a) Quỹ đạo chuyển động của sản phẩm trên lưới
b) Chuyển động của quả bóng dưới lưới

CHƯƠNG III

MÁY SÀNG THÙNG QUAY – MÁY LỰA CHỌN CỠ HẠT MÁY RÂY

3.1. MÁY SÀNG THÙNG QUAY

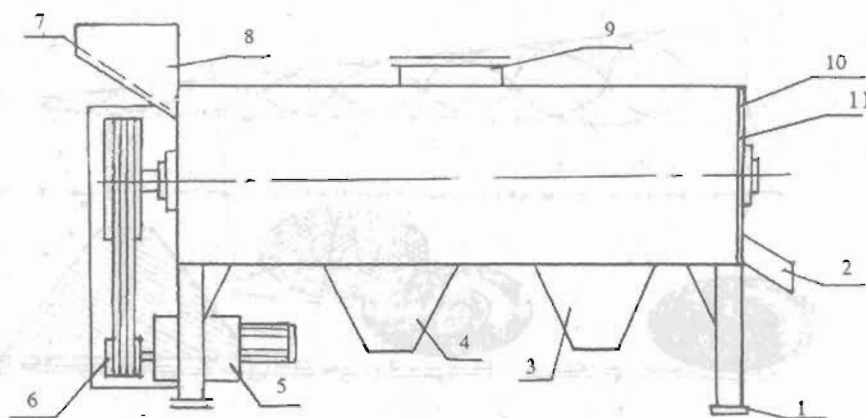
3.1.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc

Trong sản xuất có những nguyên liệu và sản phẩm không thể phân loại được trên các máy sàng phẳng chuyển động tịnh tiến qua lại như tấm, cám hoặc vật liệu dạng bột… Muốn phân loại những vật liệu như vậy phải dùng máy sàng quay.

Máy sàng quay được dùng phổ biến trong các xí nghiệp chế biến lương thực để sàng bột (như bột mì trước khi đưa vào sản xuất bánh mì), tách tấm bán thành phẩm (tấm trong các nhà máy xay) và kiểm tra phế liệu.

Bộ phận làm việc của máy sàng quay là bộ lưới hoặc tấm thép đục lỗ có dạng hình trụ, hình nón cụt, hình lăng trụ hoặc hình chóp sáu mặt. Trong những máy sàng có lưới sáu mặt, sản phẩm được phân loại tốt hơn cả nhờ kết quả của quá trình va đập của hạt khi rơi từ mặt này xuống mặt kia, nhưng muốn làm sạch lưới sàng thì lại cần cơ cấu có tác dụng va đập là một loại cơ cấu làm việc kém hiệu quả. Ở các máy sàng có lưới hình trụ, người ta dùng cơ cấu bàn chải để làm sạch lưới hiệu quả cao hơn nhiều.

Hình 3.1 thể hiện máy sàng thùng quay hình trụ.



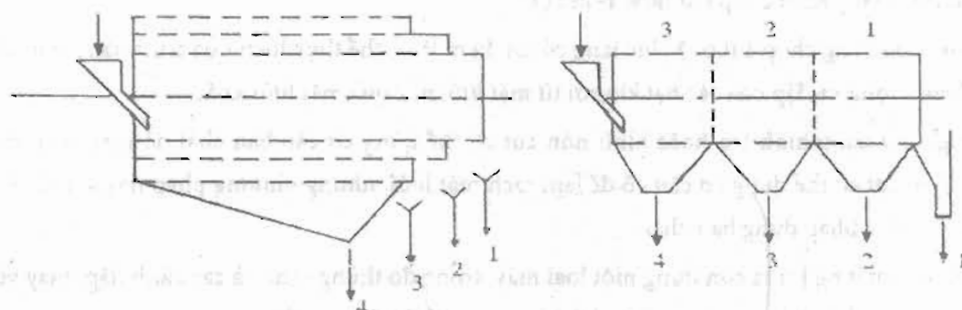
Hình 3.1. Cấu tạo máy sàng thùng quay

1. bệ máy; 2. ống thải thành phần không lọt lưới; 3, 4. phễu chứa các thành phần lọt lưới; 5. bộ truyền động; 6. đai thang; 7. van điều chỉnh lưu lượng liệu vào; 8. bộ phận nạp liệu; 9. cửa nối với hệ thống hút bụi; 10. nắp máy; 11. thùng quay

Khi máy sàng thùng quay làm việc thì hỗn hợp vật liệu được nâng lên đến một độ cao nào đó rồi trượt xuống. Trong quá trình này, những vật có kích thước nhỏ hơn lỗ dưới thì chui xuống gọi là sản phẩm dưới lưới, còn hạt vật liệu có kích thước lớn hơn lỗ dưới thì di chuyển dần theo mặt sàng và đi ra ngoài, bởi vì máy sàng thùng được đặt nghiêng một góc 4°–10° so với mặt phẳng ngang.

Khi dùng máy sàng thùng để phân loại một hỗn hợp vật liệu có nhiều kích thước thì người ta bố trí lưới sàng theo vòng tròn đồng tâm hoặc đặt lưới có đường kính lỗ khác nhau (hình 3.2).

Máy sàng thùng quay có ưu điểm là làm việc ổn định, khi làm việc không bị rung động có thể bố trí đặt ở trên gác cao, nhưng nhược điểm của máy là hệ số sử dụng bề mặt sàng nhỏ, tối đa khoảng 20% và vật liệu dễ sinh bụi vì bị va đập với nhau nhiều.

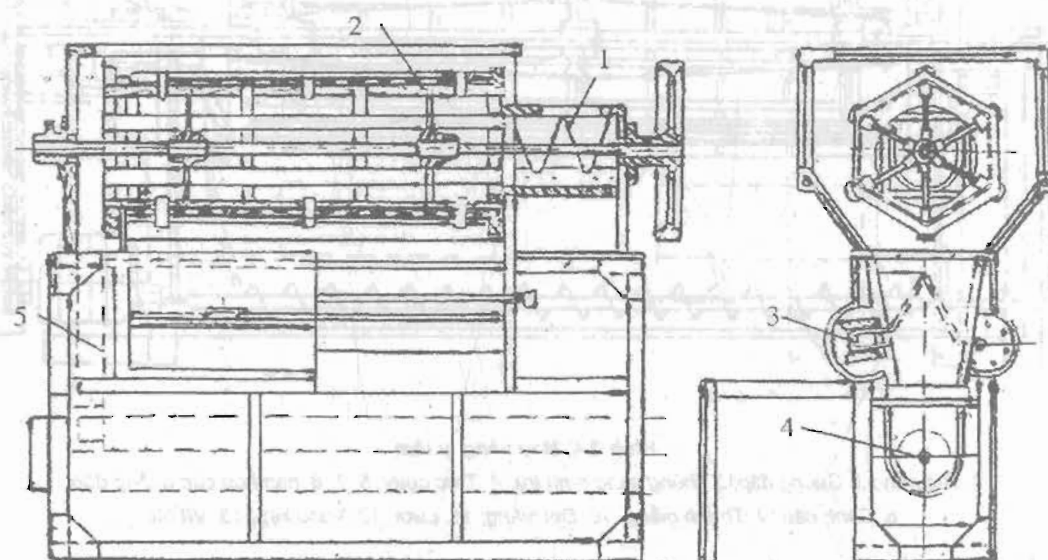


Hình 3.2. Sơ đồ máy sàng thùng có nhiều lưới thùng

a) Các lưới sàng bố trí theo vòng tròn đồng tâm

b) Các lưới sàng bố trí nối tiếp nhau

Hình 3.3 là sơ đồ máy sàng quay lục lăng.



Hình 3.3. Máy sàng quay lục lăng

1. vít tải để nạp liệu; 2. lưới; 3. nam châm; 4. vít tải để vận chuyển bột;

5. ống thoát của các tạp chất không lọt lưới

Bộ phận làm việc chủ yếu của máy sàng này là thùng sàng hình lục lăng nằm nghiêng một góc khoảng 5–10° so với mặt phẳng ngang và thực hiện chuyển động quay đều với vận tốc khoảng 1,2 – 1,6m/s.

Nguyên liệu đi vào máy sàng qua cửa nạp liệu rồi xuống vít tải nạp liệu. Nhờ vít tải này mà nguyên liệu được đẩy đều đặn vào máy để thực hiện quá trình sàng. Phần lọt sàng rơi xuống các tấm hướng liệu, qua

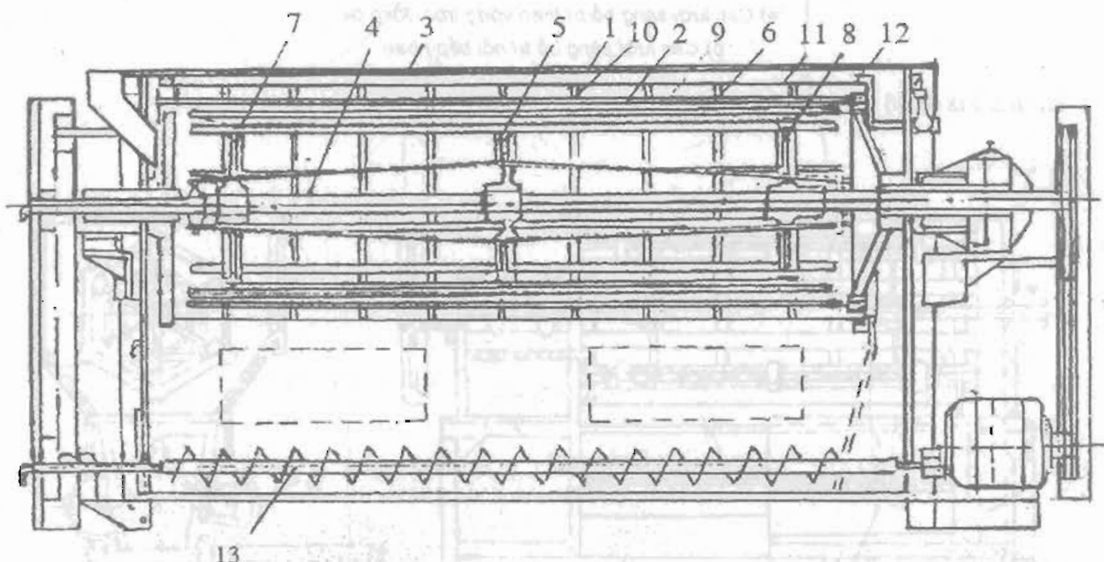
nam châm 3 và được vít tải 4 đưa ra khỏi máy; còn phần trên sàng, dưới tác dụng của lực trọng trường được chuyển dịch về phía cuối máy rồi đi ra ngoài theo ống thoát tạp chất 5.

Kiểu máy sàng quay với thùng sàng nằm nghiêng một góc 5–10° so với mặt phẳng ngang gây ra một số bất tiện cho kết cấu truyền động của máy. Vì thế trong các cấu tạo hiện nay thùng sàng được bố trí nằm ngang, còn vật liệu thì chuyển dịch dọc theo mặt lưới sàng nhờ các thanh gạt nằm nghiêng hoặc thùng sàng được chế tạo theo dạng hình chóp cụt hoặc nón cụt.

Thùng sàng dạng chóp cụt hoặc lục lăng có ưu điểm là có thể thực hiện quá trình sàng một cách mãnh liệt nhờ có hiện tượng va đập của các hạt khi rơi từ mặt lưới này qua mặt lưới khác.

Thùng sàng dạng hình trụ hoặc hình nón cụt có thể dùng cơ cấu bàn chải để làm sạch mặt lưới. Ở thùng sàng chóp cụt có thể dùng cơ cấu gõ để làm sạch mặt lưới, nhưng phương pháp này kém hiệu quả hơn nhiều so với phương pháp dùng bàn chải.

Trong sản xuất người ta còn dùng một loại máy, trong đó thùng sàng và các cánh đập quay với vận tốc khác nhau xung quanh một trục nằm ngang. Những máy có kết cấu như thế gọi là máy sàng ly tâm.



Hình 3.4. Máy sàng ly tâm

1. Giá máy; 2. Guồng đập; 3. thùng sàng hình trụ; 4. Trục quay; 5, 7, 8. nan hoa của guồng đập; 6. Cánh đập; 9. Thanh giằng; 10. Đai giằng; 11. Lưới; 12. Vòng kẹp; 13. Vít tải

Ở hình 3.4 là cấu tạo của máy sàng ly tâm. Sản phẩm của máy qua cửa nạp liệu phía đầu thùng sàng. Khi máy làm việc thì sản phẩm được nâng lên một độ cao cố định, sau đó dưới tác dụng của trọng lực thì rơi xuống các cánh đập quay nhanh của guồng đập. Các cánh đập này đánh văng sản phẩm vào mặt lưới và lúc này quá trình sàng được thực hiện.

Sản phẩm dịch chuyển dọc trục trong thùng sàng hình trụ nhờ các cánh đập nằm nghiêng đối với đường trục của thùng sàng. Độ dốc của cánh đập khoảng 50mm trên 1m chiều dài của nó.

Phần lọt sàng được vít tải đưa ra ngoài máy, những hạt lớn không lọt sàng sẽ dịch chuyển trên mặt lưới và đi về cửa thoát.

Bảng 3.1 cho biết các đặc tính kỹ thuật của máy sàng ly tâm.

Bảng 3.1. Đặc tính kỹ thuật của máy sàng li tâm

Các thông số	Đơn vị đo	Trị số bằng số
Năng suất trong một giờ		
Khi sàng bột	kg	550
Khi sàng tấm	kg	700
Kích thước thùng sàng		
Đường kính	mm	820
Chiều dài	mm	2500
Diện tích mặt lưới	m^2	5,75
Số vòng quay của thùng sàng	vg/ph	17
Vận tốc vòng của thùng sàng	m/s	0,56
Đường kính của guồng đập	mm	800
Số vòng quay của guồng đập	vg/vp	175
Vận tốc của guồng đập	m/s	7,3
Số vòng quay của vít tải	vg/vp	100
Lượng không khí tiêu tốn	m^3/ph	8
Trở lực khí động lực của máy	N/m^2	60
Công suất cần thiết	kW	.2

Tùy theo yêu cầu sản xuất và mục đích phân loại sản phẩm ra nhiều thành phần có kích thước hạt khác nhau trên sàng quay mà người ta bố trí nhiều cỡ lưới nối tiếp nhau dọc theo thùng sàng, tuần tự từ cỡ lỗ nhỏ đến cỡ lỗ lớn, từ đầu đến cuối máy và lắp vào máy những máng thu hồi thành phẩm tương ứng với cỡ lưới đã chọn.

Các máy sàng quay có đặc điểm là kích thước máy lớn nhưng năng suất lại thấp và diện tích làm việc của mặt lưới thường chỉ được $\frac{1}{4} \div \frac{1}{6}$ tổng bề mặt của thùng sàng.

Một nhược điểm cơ bản của các máy sàng quay là dễ bị tắc lưới mặc dù đã được trang bị các cơ cấu làm sạch mặt sàng.

3.1.2. Tính các thông số của máy

3.1.2.1. Số vòng quay của thùng

Để phân loại một hỗn hợp vật liệu ra thành nhiều lớp có kích thước khác nhau thì khi sàng thùng quay phải tạo ra cho vật liệu có sự chuyển động trượt tương đối với bề mặt sàng. Sự trượt tương đối không chỉ xảy ra theo chiều của sàng mà còn theo cả phương hướng kính nữa.

Sự chuyển động dọc sàng là do độ nghiêng của sàng tạo ra, còn sự chuyển động theo phương chu vi là do trọng lượng và lực ma sát gây nên.

Xét một cục vật liệu nằm trên lưới sàng quay với vận tốc góc là ω (xem hình 3.5)

Khi thùng quay, cục vật liệu chịu tác dụng của các lực sau đây:

- Trọng lượng của nó (còn gọi là trọng lực) G.
- Lực ly tâm q_c.
- Lực ma sát T.

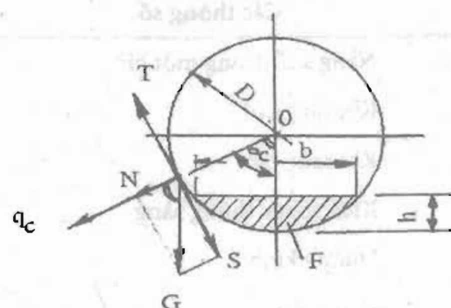
Phân tích trọng lực G làm hai thành phần:

hướng kính

$$N = G.\cos\alpha \quad (3.1)$$

và thành phần tiếp tuyến

$$S = G.\sin\alpha \quad (3.2)$$



Hình 3.5. Sơ đồ để xác định số vòng quay của máy sàng thùng

Trong đó α là góc nâng của cục vật liệu ở trong thùng.

Ta thấy lực ma sát T sẽ là:

$$T = f(N + q_c) \quad (3.3)$$

có xu hướng kéo vật đi lên.

Để cho cục vật liệu có chuyển động tương đối trên bề mặt lưới sàng thì lực kéo S phải lớn hơn lực ma sát T, nghĩa là:

$$G\sin\alpha > f\left(G\cos\alpha + \frac{Gv^2}{gR}\right) \quad (3.4)$$

Trong đó lực ly tâm $q_c = \frac{Gv^2}{gR}$

$R = \frac{D}{2}$ là bán kính thùng sàng, m.

f – hệ số ma sát của cục vật liệu với mặt sàng, thường người ta lấy f ≈ 0,7.

Từ phương trình (3.4) ta viết lại:

$$\sin\alpha > f.\cos\alpha + f\frac{v^2}{gR} \quad (3.5)$$

Gọi n là số vòng quay của thùng trong một phút thì vận tốc của thùng có quan hệ:

$$v = \frac{\pi Rn}{30}$$

Từ phương trình (3.5) ta viết lại:

$$\frac{\sin\alpha - f\cos\alpha}{f} > \frac{\pi^2R^2n^2}{900gR} \quad (3.6)$$

Nếu R tính bằng m và chấp nhận $\pi^2 = g$ thì số vòng quay của thùng sàng được biểu thị như sau:

$$n < 30\sqrt{\frac{\sin\alpha - f\cos\alpha}{fR}} \quad \text{vg/ph} \quad (3.7)$$

Ta thấy rằng cục vật liệu chỉ chui được qua lỗ sàng khi góc nâng $\alpha \le 90°$

Thay trị số $\alpha = 90°$ vào (3.7) ta có:

$$n < \frac{30}{\sqrt{fR}} \qquad (3.8)$$

Đối với sàng lục lăng thì:

$$n = \frac{30}{\sqrt{R(f+0{,}58)}} \quad \text{vg/ph} \qquad (3.9)$$

Qua thực nghiệm thấy rằng góc nâng thích hợp nhất của cục vật liệu trong thùng là $\alpha = 40°$.

Số vòng quay xác định theo (3.8) là số vòng quay lớn nhất n_{max}, trong thực tế để cho máy sàng thùng làm việc có hiệu quả, người ta lấy số vòng quay làm việc chỉ bằng 0,4 số vòng quay n_{max}. Do đó, số vòng quay của máy sàng thùng thực tế sẽ là:

$$n = \frac{12}{\sqrt{R}} \quad \text{vg/ph} \qquad (3.10)$$

R – bán kính thùng, m

Vận tốc của thùng sàng nằm trong giới hạn v = 0,6 – 1,25 m/s.

Hiện nay các máy sàng được dùng trong các xí nghiệp chế biến thức ăn chăn nuôi để tách tạp chất của các nguyên liệu khác nhau. Vận tốc vòng của máy thường lấy 1,2–1,6m/s.

Tốc độ chuyển động của cục vật liệu dọc theo bề mặt thùng sàng có thể được xác định theo công thức sau:

$$V_0 = 0{,}105Rn.tg2\beta \qquad (3.11)$$

Trong đó: R – bán kính thùng, m;

n – số vòng quay làm việc của thùng, vg/ph;

β – góc nghiêng của thùng sàng so với mặt phẳng ngang, độ.

3.1.2.2. Năng suất của máy

Năng suất của máy sàng thùng quay phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kích thước thùng, tốc độ của thùng, độ nghiêng đặt thùng, tính chất của vật liệu đem sàng...

Có thể xem năng suất của máy như là tích của diện tích ngang của lớp vật liệu với tốc độ chuyển động của nó dọc theo thùng.

$$V = Fv_0.\,3600\mu \ \ m^3/h \qquad (3.12)$$

Trong đó: F – diện tích tiết diện ngang của lớp vật liệu trong thùng, m^2;

V_0 – tốc độ chuyển động của vật liệu dọc thùng, m/s;

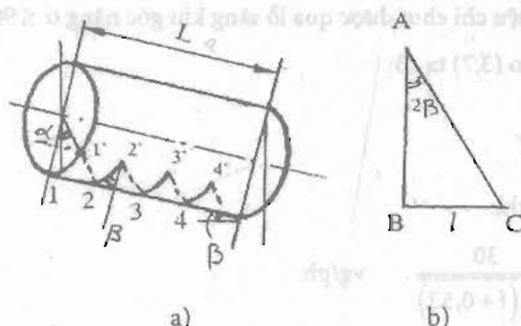
μ – hệ số tơi của vật liệu, bằng 0,6–0,8.

Diện tích $$F = \frac{2}{3}b.h \qquad (3.13)$$

Trong đó: h – chiều dày lớp vật liệu trong thùng, m

b – bề rộng lớp vật liệu trong thùng, m, xác định nó từ biểu thức sau:

$$\frac{b}{2} = \sqrt{R^2 - (R-h)^2} = \sqrt{2Rh - h^2} \qquad (3.14)$$



Hình 3.6. Sơ đồ để xác định năng suất và kích thước của máy sàng thùng

Giá trị h^2 bé so với giá trị của 2Rh nên ta bỏ qua, vì vậy:

$$b = 2\sqrt{2Rh} = 2{,}83\sqrt{Rh} \quad (3.15)$$

Để xác định tốc độ chuyển động của cục vật liệu dọc mặt thùng ta xét sơ đồ ở hình 3.6. Khi thùng quay, cục vật liệu đi lên theo quỹ đạo tròn từ điểm 1 được nâng lên đến vị trí 1' với góc nâng là α, sau đó do tác dụng của trọng lực nó lại tụt xuống vị trí 2 rồi từ đó được nâng lên theo quỹ đạo tròn đến vị trí 2', sau đó lại tụt xuống vị trí 3 và cứ nâng lên tụt xuống cho đến khi ra khỏi thùng, tức là đi hết chiều dài thùng L.

Do thùng được đặt nghiêng so với mặt phẳng ngang một góc β và góc rơi xuống là γ và vì góc nhỏ nên góc rơi cũng bằng góc nâng, do đó góc được kẹp bởi đường nâng và đường rơi bằng 2β.

Tỉ số chiều dài nâng và chiều dài tụt xuống của cục vật liệu có thể biểu thị bằng hình tam giác vuông có các cạnh của nó: BC là chiều dài dịch chuyển dọc theo thùng L; tổng chiều dài nâng AB; cạnh huyền AC là tổng chiều dài tụt của cục vật liệu (hình 3.6b).

Thấy rằng trong cùng một thời gian cục vật liệu được nâng lên một chiều dài là AB thì nó dịch chuyển theo chiều dọc thùng là *l*.

Gọi ν là tốc độ vòng của cục vật liệu và v_0 là tốc độ chuyển động dọc thùng của cục vật liệu thì ta có :

$$tg2\beta = \frac{l}{BA} = \frac{v_0}{v} = \frac{v_0}{\frac{\pi Rn}{30}} = \frac{30v_0}{\pi Rn} \quad (3.16)$$

Từ đó rút ra:

$$v_0 = \frac{\pi Rn}{30} tg2\beta \quad (3.17)$$

Thay giá trị của F (3.13) và (3.15) và giá trị của v_0 từ (3.17) vào (3.12) ta có công thức xác định năng suất của máy như sau:

$$V = 712.n.tg2\beta.\mu\sqrt{R^3.h^3} \quad m^3/h \quad (3.18)$$

Nếu tính năng suất theo khối lượng thì:

$$Q = 712.n.tg2\beta.\mu\rho.\sqrt{R^3.h^3} \quad \text{tấn/h} \quad (3.19)$$

Trong đó: n – số vòng quay của thùng trong một phút, vg/ph;

R – bán kính thùng, m;

β – góc nghiêng đặt thùng, độ;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu đem sàng, tấn/m^3;

μ – hệ số tơi của vật liệu;

h – chiều cao lớp vật liệu trong thùng, m.

Chiều dài thùng (L) có thể lấy như sau:

$$L = \frac{2k.h}{0{,}785} \tag{3.20}$$

Trong đó hệ số k = 8÷10

Trên cơ sở của những số liệu thực nghiệm, người ta cũng có thể xác định được năng suất của máy theo năng suất riêng (q) của mặt sàng: nếu làm sạch tạp chất lớn trong khối hạt thì lấy q = 500–600 kg/m^2h; nếu làm sạch tạp chất nhỏ trong khối hạt thì lấy q = 200–300 kg/m^2h; khi cần phân loại phế liệu thì lấy q = 100 - 150 kg/m^2h.

3.1.2.3. Công suất của máy sàng thùng quay

Công suất tiêu hao của máy gồm các thành phần như sau:

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

Trong đó

N_1 – Công suất để nâng vật liệu đến độ cao thích hợp;

N_2 – Công suất để khắc phục ma sát trượt của vật liệu với mặt sàng;

N_3 – Công suất để khắc phục ma sát trong các bộ phận truyền động.

a. Công suất để nâng vật liệu đến độ cao thích hợp được xác định từ điều kiện cân bằng mômen cản như sau (hình 3.7)

$$G_m.\,l = P.\,R \tag{3.21}$$

Trong đó:

G_m – trọng lượng vật liệu nằm trong thùng, N;

P – lực vòng khi thùng quay tạo ra, N;

R – Bán kính bánh răng dẫn động, m; (đôi khi để đơn giản hơn người ta lấy R bằng bán kính thùng)

l – cánh tay đòn của trọng lượng G_m, m.

Từ hình (3.7) ta có:

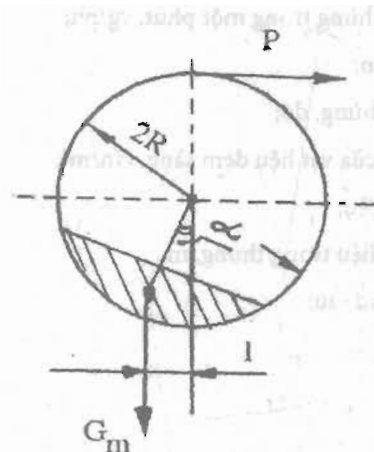
$$l \approx R.\,\sin\alpha$$

Như vậy ta có thể viết được:

$$P = G_m.\,\sin\alpha \tag{3.22}$$

Do đó công suất tiêu hao để nâng vật liệu sẽ là:

$$N_1 = \frac{Pv}{1000} = \frac{G_m.\sin\alpha.Rn.\pi}{1000.30},\ kW \tag{3.23}$$



Hình 3.7. Sơ đồ xác định công suất tiêu hao

b. Công suất tiêu hao để thắng lực ma sát của vật liệu với mặt sàng được xác định như sau

Lực ma sát giữa vật liệu với mặt sàng bằng

$$T = f\left(G_m.\cos\alpha + G_m\frac{v^2}{gR}\right),\quad N \tag{3.24}$$

Thay giá trị của vận tốc vòng $v = \frac{\pi Rn}{30}$ vào, ta có:

$$T = G_m.f\left(\cos\alpha + \frac{Rn^2}{900}\right),\quad N \tag{3.25}$$

(Xem $\pi^2 = g$)

Vậy công thức để thắng lực ma sát sẽ là:

$$N_2 = \frac{T.v}{1000} = \frac{G_m.f.\pi Rn}{30.1000}\left(\cos\alpha + \frac{Rn^2}{900}\right),\quad kW \tag{3.26}$$

Trong đó: f – hệ số ma sát của vật liệu với mặt sàng, thường có giá trị bằng 0,7;

n – số vòng quay của thùng trong một phút.

c. Công suất cần thiết để thắng lực ma sát ở các ổ đỡ của máy sàng được xác định như sau

$$N_3 = \frac{Pv}{1000} = \frac{(G_m + G_1)f_1}{R.1000}.\frac{r\pi Rn}{30} \tag{3.27}$$

và: $$N_3 = \frac{(G_m + G_1)f_1.\pi.n.r}{30.1000}\ kW \tag{3.28}$$

Trong đó: G_1 – trọng lượng thùng sàng, N;

r – bán kính cổ trục quay, m;

f_1 – hệ số ma sát trong các ổ đỡ.

Công suất của động cơ điện lắp vào máy sàng sẽ là:

$$N_{dc} = \frac{1,2\left(N_1 + N_2 + N_3\right)}{\eta}, \quad kW \tag{3.29}$$

Trong đó: 1, 2 là hệ số dự trữ;

η là hiệu suất của bộ truyền động.

3.2. MÁY LỰA CHỌN CỠ HẠT

3.2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc

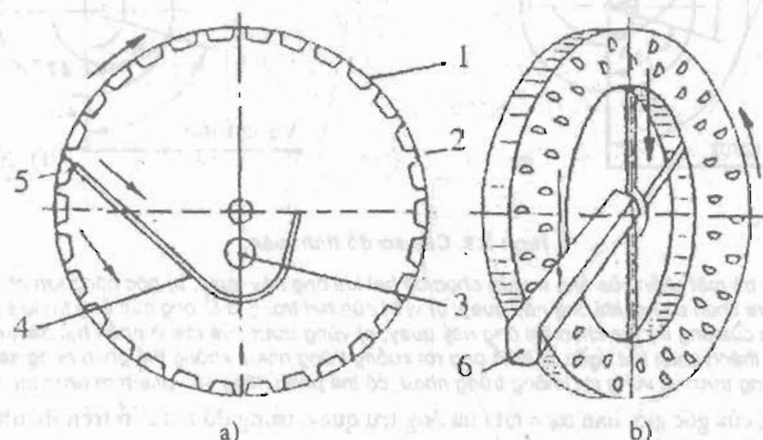
Để phân riêng sản phẩm thực phẩm rời ra các thành phần hạt khác nhau theo chiều dài hạt, trong sản xuất một số thực phẩm (ép dầu, men, thực phẩm tinh), người ta dùng các máy lựa chọn cỡ hạt.

Trên hình (3.8a) cho nguyên lý làm việc của máy lựa chọn cỡ hạt hình trụ. Máy gồm một ống trụ thép 1, ở bề mặt bên trong ống trụ đó có những lỗ tổ ong, những hạt này cùng quay với ống trụ một góc nào đó rồi rơi xuống. Hạt ngắn lọt vào trong lỗ tổ ong sâu hơn hạt dài. Vì vậy khi ống trụ quay các hạt ngắn rơi xuống muộn hơn, chúng rơi vào máng và được tháo ra khỏi máng bằng vít tải. Những hạt dài trượt trên bề mặt bên trong ống trụ dọc theo chiều dài của nó nhờ độ dâng tràn của hạt đưa vào máy. Mức độ phân riêng hỗn hợp hạt ra từng thành phần hạt theo chiều dài phụ thuộc vào tấm mặt cạnh bên 5 của máng 4.

Ống trụ được chế tạo bằng thép tấm, còn những lỗ tổ ong có đường kính lớn hơn 3mm thì dập trong những máy ép đặc biệt. Vật liệu dùng để dập phải có tính bền mòn và chống được ăn mòn. Các lỗ tổ ong có đường kính nhỏ hơn 3mm thực hiện bằng phay các tấm thép hay kẽm.

Người ta còn chế tạo máy lựa chọn cỡ hạt hình trụ có ống hình trụ phân loại để phân riêng hạt sạch ra những thành phần hạt có kích thước khác nhau về chiều rộng và chiều dài.

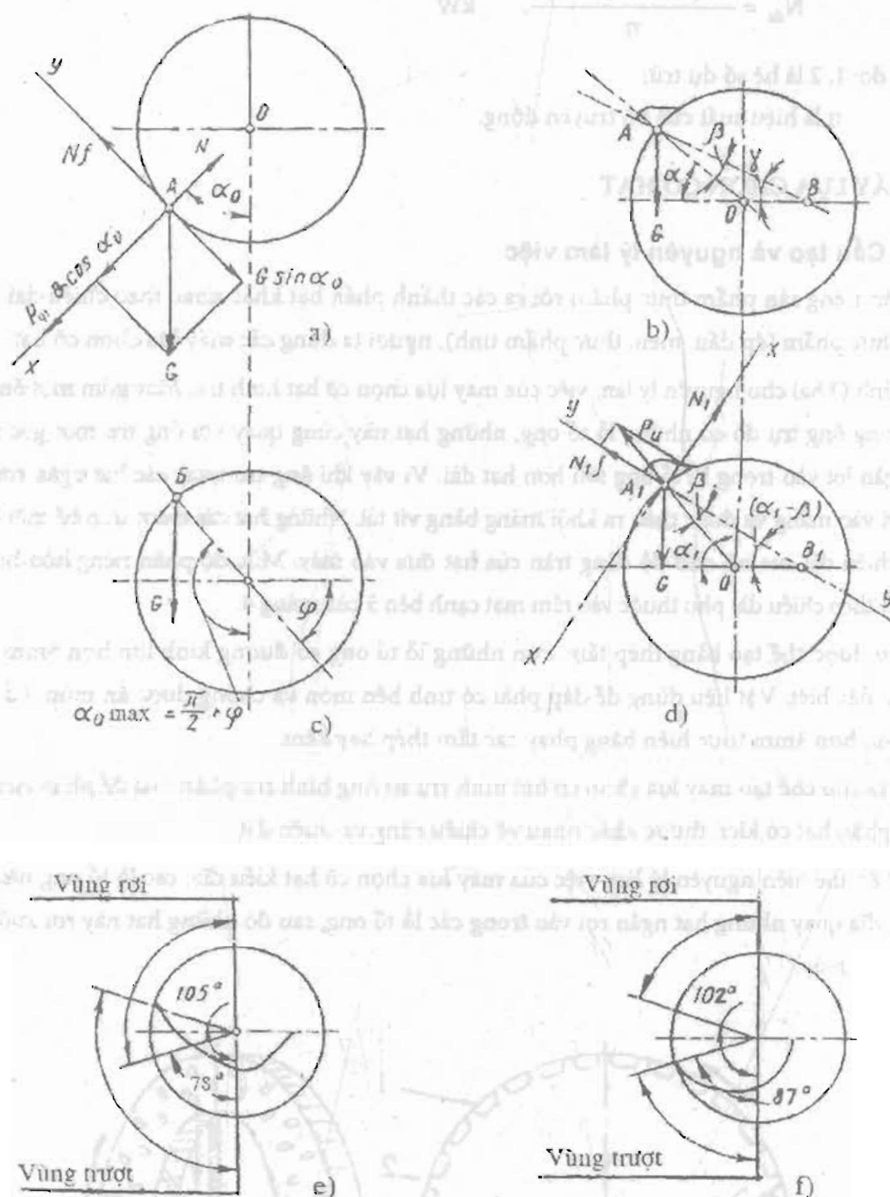
Hình 3.8b thể hiện nguyên lý làm việc của máy lựa chọn cỡ hạt kiểu đĩa, các lỗ tổ ong nằm trên bề mặt đĩa ngang, khi đĩa quay những hạt ngắn rơi vào trong các lỗ tổ ong, sau đó những hạt này rơi xuống máng 6 và được tháo ra khỏi máy.



Hình 3.8. Nguyên tắc làm việc của máy lựa chọn cỡ hạt
a) kiểu hình trụ; b) kiểu đĩa
1. ống tụt thép; 2. lỗ tổ ong; 3. trục vít tải liệu; 4-6. máng hướng liệu; 5. tấm dẫn liệu

3.2.2. Góc nâng giới hạn của hạt nằm trên bề mặt ống hình trụ

Trên hình 3.9a cho vị trí hạt A trên bề mặt nhẵn của ống hình trụ chọn lựa cỡ hạt.



Hình 3.9. Các sơ đồ tính toán.

a) Vị trí của hạt A trên bề mặt nhẵn của ống trụ lựa chọn cỡ hạt khi ống này quay; b) góc nâng lớn nhất của hạt A trên bề mặt nhẵn của ống trụ lựa chọn cỡ hạt khi ống này quay; c) vị trí của hạt trong lỗ tổ ong của ống trụ lựa chọn cố định; d) vị trí của hạt trong lỗ tổ ong của ống trụ lựa chọn khi ống này quay; e) vùng trượt của thành phần hạt dài trên bề mặt nhẵn của ống trụ và vùng rơi của thành phần hạt ngắn từ lỗ tổ ong rơi xuống trùng nhau, không thể phân riêng sản phẩm ra các thành phần hạt; f) vùng trượt và vùng rơi không trùng nhau, có thể phân riêng sản phẩm ra từng thành phần hạt.

Xác định vị trí của góc giới hạn $\alpha_0 = \omega t$ của ống trụ quay, trong đó hạt A ở trên thành phần nhẵn của bề mặt bên trong của nó được dừng lại ở trạng thái yên tĩnh tương đối, nghĩa là sẽ không trượt xuống dưới. Điều đó có thể xảy ra trong điều kiên khi ống tru quay, tất cả những lực tác dụng lên hạt sẽ cân bằng lẫn nhau.

Dễ dàng thấy rằng trên hạt sẽ chịu tác dụng:

1– Trọng lực G hướng thẳng đứng,

2– Phản lực N của bề mặt hướng theo bán kính AO,

3– Lực ma sat F = fN hướng tiếp tuyến với bề mặt ống trụ theo chiều nó quay.

Ngoài lực tác dụng cần phải tính đến lực quán tính ly tâm của chuyển động theo $P_{qt} = m\omega^2 r$ hướng về phía ngược với gia tốc hướng tâm.

Lấy điểm A là điểm gốc của tọa độ động và vẽ trục AX theo bán kính OA và trục AY vuông góc với nó.

Để hạt cân bằng thì tổng hình chiếu của các lực trên trục AX và AY phải bằng 0 nghĩa là:

$$P_{qt} - N + G\cos\alpha_0 = 0 \quad (3.30)$$

$$fN - G\sin\alpha_0 = 0 \quad (3.31)$$

Từ đẳng thức trên ta xác định N:

$$N = G\frac{\sin\alpha_0}{f} = G\frac{\sin\alpha_0}{tg\varphi} = G\frac{\sin\alpha_0.\cos\varphi}{\sin\varphi} \quad (3.32)$$

Thay trị số N vào phương trình (3.30) được:

$$P_{qt} = N - G\cos\alpha_0 = G\frac{\sin\alpha_0.\cos\varphi}{\sin\varphi} - G\cos\alpha_0$$

$$P_{qt} = G\left(\frac{\sin\alpha_0\cos\varphi - \cos\alpha_0.\sin\varphi}{\sin\varphi}\right) = G\frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{\sin\varphi} \quad (3.33)$$

Thay P_{qt} bằng $m\omega^2 r$ và G bằng mg được:

$$m\omega^2 r = mg\frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{\sin\varphi} \quad (3.34)$$

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{\sin\varphi} \quad (3.35)$$

Hay $$\sin(\alpha_0 - \varphi) = \frac{\omega^2 r}{g}\sin\varphi \quad (3.36)$$

Từ đó: $$\alpha_0 - \varphi = arc.\left(\frac{\omega^2 r}{g}\sin\varphi\right) \quad (3.37)$$

Hay $$\alpha_0 = \varphi + arc.\sin\left(\frac{\omega^2 r}{g}\sin\varphi\right) \quad (3.38)$$

Trong đó: r – bán kính ống trụ, m.

Vậy thì tất cả hạt không rơi vào lỗ tổ ong và nằm lại thành một lớp trên bề mặt ống trụ khi quay sẽ được nâng lên một góc α_0.

Áp dụng công thức (3.35) có thể xác định số vòng quay cần thiết của ống trụ:

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{\sin\varphi};\ \omega^2 = \frac{g}{r}.\frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{\sin\varphi};\ \omega = \sqrt{\frac{g}{r}.\frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{\sin\varphi}},\ rad/s$$

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g.\sin(\alpha_0 - \varphi)}{r.\sin\varphi}} = 30\sqrt{\frac{\sin(\alpha_0 - \varphi)}{r.\sin\varphi}} \text{ vg/ph} \quad (3.39)$$

Rõ ràng là n sẽ có trị số lớn nhất khi $\sin(\alpha_0 - \varphi) = 1$. Trong đó góc α_0 sẽ có trị số lớn nhất bằng $\pi/2 + \varphi$.

Trên hình 3.9b cho điểm A tương ứng với thời điểm nâng hạt cao nhất khi ống trụ quay.

3.2.3. Góc nâng của hạt nằm trong lỗ tổ ong

Trên hình 3.9c nêu trạng thái cân bằng của hạt nằm trong lỗ tổ ong khi ống trụ ở trạng thái đứng yên. Sự chuyển động của hạt A từ lỗ có thể được bắt đầu khi góc nghiêng của thành lỗ đối với mặt nằm ngang lớn hơn góc ma sát của hạt, tức là khi góc $\gamma > \varphi_0$; ở đây φ_0 là góc ma sát của hạt ở trạng thái tĩnh.

Góc γ kết hợp với góc quay của ống trụ được coi như là góc ngoài của tam giác ABO có thể xác định từ phương trình $\alpha = \gamma + \beta$:

$$\gamma = \alpha - \beta \text{ hay } \varphi_0 < \alpha - \beta \quad (3.40)$$

Góc β là góc nghiêng của bán kính với phân tố bề mặt của lỗ tại điểm A có thể là dương hay âm, tùy thuộc theo vị trí của điểm A cao hay thấp hơn tâm quay của ống trụ. Trị số tuyệt đối của góc là hằng số phụ thuộc hình dạng và chiều sâu của chày dập khi tạo lỗ.

Khi ống trụ quay thì xuất hiện ảnh hưởng của lực quán tính ly tâm của chuyển động theo, vì vậy trong tất cả những điều kiện bằng nhau khác hạt sẽ rơi ra từ lỗ chiếm vị trí cao nhất.

Trên hình 3.9d cho trạng thái cân bằng của hạt ở trong lỗ của ống trụ máy chọn lựa khi ống này quay, tức là khi hạt ở trong trạng thái tĩnh tương đối tại vị trí cao nhất. Rõ ràng là điều đó có thể có được trong điều kiện mà tổng hình chiếu của tất cả lực tác dụng lên hạt cũng như lực quán tính của chuyển động theo cân bằng lẫn nhau.

Lấy điểm gốc của tọa độ động tại điểm A_1 và vẽ trục A_1X vuông góc với thành lỗ, còn A_1Y thì tiếp tuyến với nó.

Vị trí cân bằng của hạt được đặc trưng bằng tổng hình chiếu các lực trên trục tọa độ động bằng 0, có nghĩa là:

$$P_{qt}\cos(\pi/2 - \beta) - G\cos(\alpha_1 - \beta) + N_1 = 0$$

$$P_{qt}\cos\beta + N_1 f - G\sin(\alpha_1 - \beta) = 0 \quad (3.41)$$

Trong đó: N_1 – phản lực của bề mặt hướng theo pháp tuyến đối với nó.

Từ đẳng thức thứ nhất, xác định N_1:

$$N_1 = G\cos(\alpha_1 - \beta) - P_{qt}\sin\beta \quad (3.42)$$

Thay trị số N_1 đó vào đẳng thức thứ hai:

$$P_{qt}\cos\beta + Gf(\alpha_1 - \beta) - P_{qt}f\sin\beta - G\sin(\alpha_1 - \beta) = 0 \quad (3.43)$$

$$P_{qt}(\cos\beta - f\sin\beta) - G[\sin(\alpha_1 - \beta) - \cos(\alpha_1 - \beta)tg\varphi] = 0 \quad (3.44)$$

Vì rằng

$$(\cos\beta - f\sin\beta) = (\cos\beta - \mathrm{tg}\varphi\sin\beta)$$

$$= \frac{\cos\beta.\cos\varphi - \sin\beta.\sin\varphi}{\cos\varphi} = \frac{\cos(\beta+\varphi)}{\cos\varphi} \tag{3.45}$$

$$P_{qt}\left[\frac{\cos(\beta+\varphi)}{\cos\varphi}\right] - G\left[\frac{\sin(\alpha_1-\beta)\cos\varphi - \cos(\alpha_1-\beta)\sin\varphi}{\cos\varphi}\right] = 0 \tag{3.46}$$

hay

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \cos(\beta+\varphi) = \sin(\alpha_1 - \beta - \varphi) \tag{3.47}$$

Theo phương trình (3.40) với sai số không đáng kể có thể đặt:

$$\varphi = \alpha - \beta$$

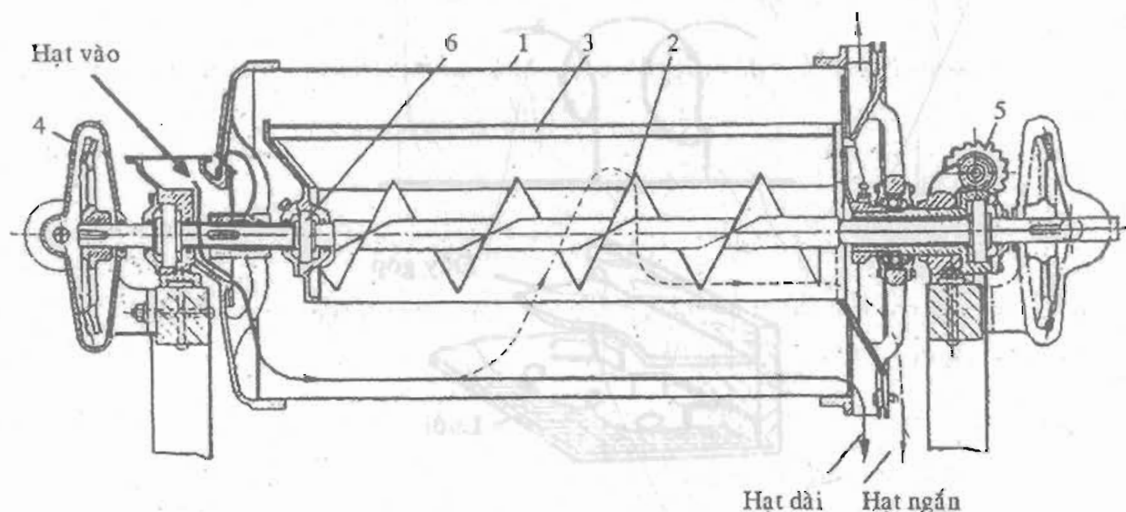
Như vậy (h.3.9c):

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \frac{\sin(\alpha_1-\alpha)}{\cos\alpha};\ \sin(\alpha_1-\alpha) = \frac{\omega^2 r}{g}\cos\alpha \tag{3.48}$$

$$\alpha_1 = \alpha + \arcsin\left(\frac{\omega^2 r}{g}\cos\alpha\right) \tag{3.49}$$

Sau khi xác định α bằng thực nghiệm có thể tìm trị số α_1 theo công thức vừa nhận được.

Khi thiết kế máy lựa chọn cỡ hạt hình trụ cần xác định vùng trượt của hạt dài theo bề mặt nhẵn và vùng rơi ra khỏi lỗ của hạt ngắn. Người ta xác định sơ bộ bằng thực nghiệm góc trượt của các hạt khác nhau khi ống trụ không quay. Sau đó có thể tính góc trượt ban đầu đối với bất kì tốc độ vòng nào.



Hình 3.10. Cấu tạo máy lựa chọn cỡ hạt hình trụ

1. ống trụ; 2. vít tải dùng để vận chuyển thành phần hạt ngắn; 3. máng; 4. truyền động bánh răng côn; 5. cơ cấu để điều chỉnh vị trí cạnh trên của máng; 6. ổ bi trên trục đỡ máng.

Những vùng trượt và rơi từ các lỗ của các thành phần hạt riêng biệt xác định vị trí cạnh của máng phía trong. Trên hình 3.9e chỉ vùng trượt của thành phần hạt dài và vùng rơi của thành phần hạt ngắn trong máy lựa chọn. Cả hai vùng đều được đặt chếch nhau trong phạm vi 27° (105 – 78°).

Điều đó có nghĩa rằng với dạng lỗ tổ ong máy không cần đảm bảo sự phân biệt riêng hỗn hợp mọt cách rõ ràng. Nếu cạnh bên của máng đặt dưới góc 105° thì phần những hạt ngắn rơi về phía thành phần hạt dài. Nếu như cạnh máng đó đặt dưới góc 78° thì phần hạt dài rơi về phía thành phần hạt ngắn ở trong máng.

Trên hình 3.9f, giữa hai vùng có góc tự do 15° (102–87°) nghĩa là trong trường hợp này có thể phân riêng hoàn toàn hỗn hợp ra từng thành phần hạt ngắn và hạt dài.

Trên hình 3.10 chỉ máy lựa chọn hình trụ làm việc với tốc độ ống trụ là 1,3 m/s.

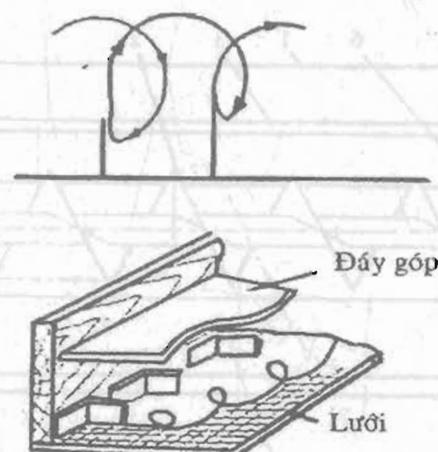
3.3. MÁY RÂY

3.3.1. Máy rây nằm ngang chuyển động tịnh tiến tròn

3.3.1.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc

Phần cơ bản của những máy rây này là các khung rây bằng gỗ đặt cái nọ chồng lên cái kia, trên các khung có căng những lưới nằm ngang bằng kim loại hay bằng lụa. Thân rây thực hiện chuyển động tịnh tiến tròn trong mặt phẳng ngang. Sản phẩm nghiền được dịch chuyển trên mặt lưới từ trên xuống dưới, từ khung này xuống khung khác và được sàng, đồng thời sản phẩm được phân riêng theo kích thước hạt theo các cửa khác nhau.

Bên trong khung gỗ, người ta đặt đáy góp để thu hồi sản phẩm lọt từ mặt rây trên xuống và lưới rây. Trên lưới rây có gắn các tấm ngăn chia mặt rây thành nhiều rãnh để sản phẩm có thể chuyển động trong các rãnh đó từ phía cửa nạp đến phía cửa thao liệu. Ở các máy rây hiện đại, người ta còn gắn thêm trên mặt rây các gờ với tác dụng thúc đẩy thêm chuyển động của hạt (hình 3.11). Các gờ cắt ngang quỹ đạo tròn và hạn chế sự trượt ngược lại của hạt. Vị trí của các gờ xác định theo quy tắc: nhìn theo rây quay theo chiều kim đồng hồ và về phía trái nếu trục máy rây quay ngược chiều kim đồng hồ.



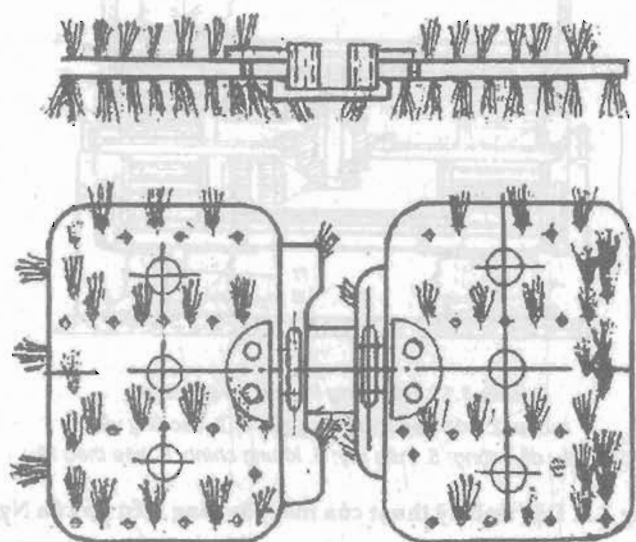
Hình 3.11. Cấu tạo khung rây

Trong các máy rây hiện đại, mặt rây thương được làm sạch bằng một cơ cấu tự động gọi là bàn chải quán tính (hình 3.12). Khi máy rây hoạt động thì bàn chải sẽ chuyển dịch tự động nhờ lực quán

tính của nó trên những đường dẫn hướng khép kín, đồng thời quét sạch những hạt còn bám dính ở dưới mặt lưới rây và những hạt đã lọt rây nằm trên đáy góp.

Ở hình 3.13 là cấu tạo máy rây tầng không có cọc trục. Máy gồm hai thân 5 lắp cứng trên một khung thép bởi các thanh giằng và bulông chặn. Mỗi thân có14 –15 khung rây hình chữ nhật bằng gỗ. Khung máy được treo vào khung trần nhà bởi bốn dây cáp bằng thép 1 và thực hiện chuyển động tịnh tiến tròn nhờ cơ cấu dẫn động cho con lắc 4.

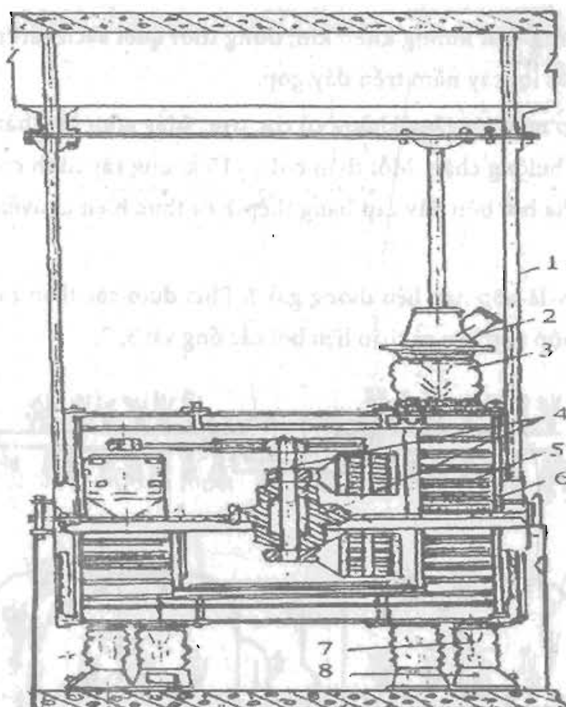
Phía trên các thân rây là hộp nạp liệu thông gió 2. Phía dưới các thân rây trên sàn nhà đặt hộp tháo liệu 8. Thân rây nối với các hộp nạp liệu và tháo liệu bởi các ống vải 3, 7.



Hình 3.12. Bàn chải quán tính

Khác với các rây tầng có cọc trục, bán kính lệch tâm của các rây tầng không có cọc trục được điều chỉnh bằng cách thay đổi khối lượng của các con lắc.

Rây tầng được chế tạo ở nhiều nước trên thế giới: Nga, Đức, Thụy Điển, Anh, Mỹ. Đặc tính kĩ thuật của các máy rây tầng kiểu bó của Nga cho ở bảng 3.2.



Hình 3.13. Rây tầng không có cọc trục

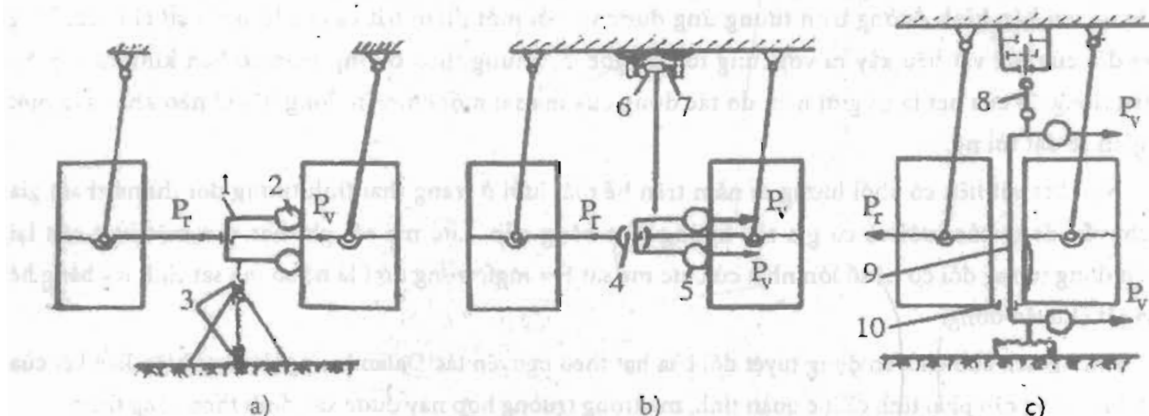
1. cáp; 2. hộp nạp liệu thông gió; 3, 7. các ống vải; 4. cơ cấu dẫn động; 5. thân rây; 6. khung chính; 8. hộp tháo liệu

Bảng 3.2. Đặc tính kỹ thuật của máy rây tầng kiểu bó của Nga

Thông số kĩ thuật	3PM (có cọc trục)	3PЛ-2 (có cọc trục)	3PM-2m (không có cọc trục)
Diện tích có ích của các lưới rây, m^2	Từ 22,5 đến 29,4		
Tần số quay của cọc trục hoặc của trục con lắc, vg/ph	210	220-230	210
Bán kính dao động vòng, mm	45	25	45
Kích thước khung rây, mm	1600x930	1600x930	1600x930
Lượng không khí để thông gió, m^3/ph	9	9	9
Động cơ	АОП-51-6		АОП-42-6
Công suất, kW	2,8		1,7
Số vòng quay, vg/ph	980		930
Kích thước bao, mm			
Dài	2830		
Rộng	1840		
Cao tối thiểu	2600		
Khối lượng, kg	2000		

3.3.1.2. Phân loại

Theo nguyên tắc cân bằng của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và phương pháp treo của các con lắc người ta chia ra các loại rây sau đây:



Hình 3.14. Sơ đồ các loại máy rây

a) có tay quay; b) tự cân bằng có trục dẫn động cứng; c) tự cân bằng có trục dẫn động không cứng; P_k – lực quán tính của thân sàng; P_v – lực ly tâm của các tải trọng

1–Có tay quay (hình 3.14a) trong đó trục 1 của các con lắc 2 quay trong các ổ trục cố định 3 của đế máy.

2–Tự cân bằng có trục dẫn động cứng (hình 3.14b) trong đó trục 4 của các con lắc 5 nối cứng với cọc 6 treo ở trần nhà nhờ cụm ổ 7.

3–Tự cân bằng có trục dẫn động không cứng 8 (hình 3.14c); trong những máy rây này, trục 9 của các con lắc được tựa lên ổ trục của khung chính 10.

Theo số thân máy, người ta chia ra máy rây một thân, hai thân và nhiều thân.

Theo kết cấu của thân máy, các máy rây được chia ra: kiểu bó và kiểu tủ.

– Kiểu bó: Trong đó thân rây gồm nhiều khung, cái nọ xếp trên cái kia và nối với nhau trong một mặt phẳng thẳng đứng bằng những bulông xiết chặt.

– Kiểu tủ: Trong các khung rây được lắp vào thân máy theo những thanh dẫn hướng giống như ta đẩy các ngăn kéo vào tủ.

Trên hình 3.15 cho cấu tạo của máy rây tự cân bằng có hai thân với trục dẫn động cứng, sản xuất trong nước. Khi cọc trục quay thì mang các con lắc chuyển vị 45mm đối với đường trục của cọc trục vẽ thành một bề mặt hình trụ, còn tâm của ổ trục dưới bắt chặt trên khung chính sẽ chuyển động trong mặt phẳng ngang theo vòng tròn với bán kính $\delta = 45$mm. Những quỹ đạo tương tự được vẽ nên bởi tất cả những điểm của khung chính đang thực hiện chuyển động tịnh tiến, vì những thanh treo cản trở nó quay. Khi máy rây chuyển động thì các lực quán tính của khung chính và những thân rây gắn trên nó được cân bằng lực quán tính ly tâm của các tải trọng quay. Trong điều kiện sử dụng bình thường, phản lực ngang của những thanh treo và cọc trục thực tế được cân bằng lẫn nhau.

3.3.1.3. Chuyển động của hạt trên lưới rây

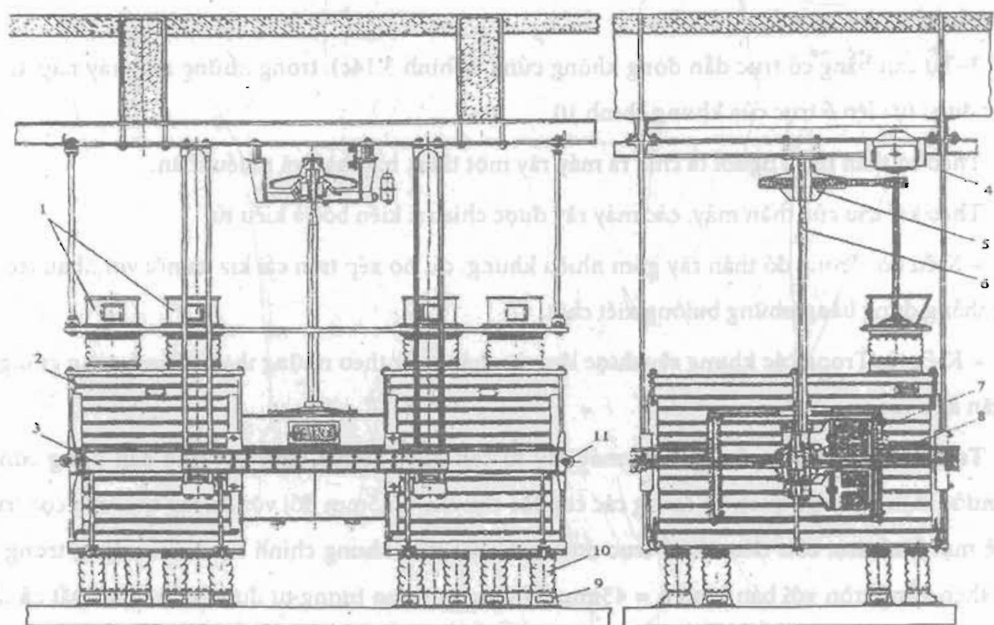
Nhà bác học vĩ đại người Nga N. E. Ziucovski là người đầu tiên đưa ra quy luật chuyển động của các hạt vật liệu trên lưới rây. Ông đã chứng minh rằng khi tốc độ góc của rây chuyển động tịnh tiến tròn đủ lớn và với bán kính đường tròn tương ứng được vẽ bởi một điểm bất kì của lưới thì sự chuyển động tương đối của hạt vật liệu xảy ra với cùng tốc độ góc ω, nhưng theo đường tròn có bán kính $r_0 < \rho$. Sự chuyển động đó của hạt là có giới hạn, do tác dụng của ma sát một chuyển động bất kì nào khác sau một thời gian sẽ đạt tới nó.

Nếu hạt vật liệu có khối lượng m nằm trên bề mặt lưới ở trạng thái tĩnh tương đối thì nó tham gia vào chuyển động của lưới và có gia tốc hướng tâm bằng $\omega^2\rho$. Lực ma sát ghì hạt vào mặt lưới cản lại chuyển động tương đối có trị số lớn nhất của lực ma sát F = mgf; trong đó f là hệ số ma sát tĩnh lấy bằng hệ số ma sát chuyển động.

Khi nghiên cứu chuyển động tuyệt đối của hạt theo nguyên tắc Dalambe, ngoài thực hiện liên kết của nó với lưới cũng cần phải tính cả lực quán tính, mà trong trường hợp này được xác định theo công thức:

$$P_a = m.\omega^2.\rho \qquad (3.50)$$

Chỉ có thể có trạng thái tĩnh tương đối nếu $P_a \le F$ hay $a^2\rho \le gf$. Nếu như gia tốc các điểm của lưới $\omega^2\rho \ge gf$ thì phải xảy ra chuyển động tương đối của hạt theo lưới vì lưới không thể truyền cho hạt gia tốc lớn hơn là ở điều kiện liên kết cho phép.



Hình 3.15. Cấu tạo máy rây tầng tự cân bằng có trục cứng dẫn động

1. Cấu tạo nạp liệu, qua đó sản phẩm được đưa vào rây; 2. Thân rây; 3. Khung chính bằng kim loại; 4. Dây để treo khung chính lên trần nhà;5. Cụm ổ trục phía trên; 6. Cọc trục; 7. Trục mang các con lắc; 8. Cụm ổ trục phía dưới;9. Hộp để lấy sản phẩm từ máy ra; 10. Túi bằng vải; 11. Bulông để bắt chặt các khung rây

Vậy thì, với bán kính ρ đã cho của quỹ đạo các điểm của lưới. chuyển động tương đối của hạt chỉ xảy ra khi tốc độ góc ω lớn hơn trị số ω_{th} nào đó xác định từ điều kiện $m\omega_{th}^2\rho = mgf$.

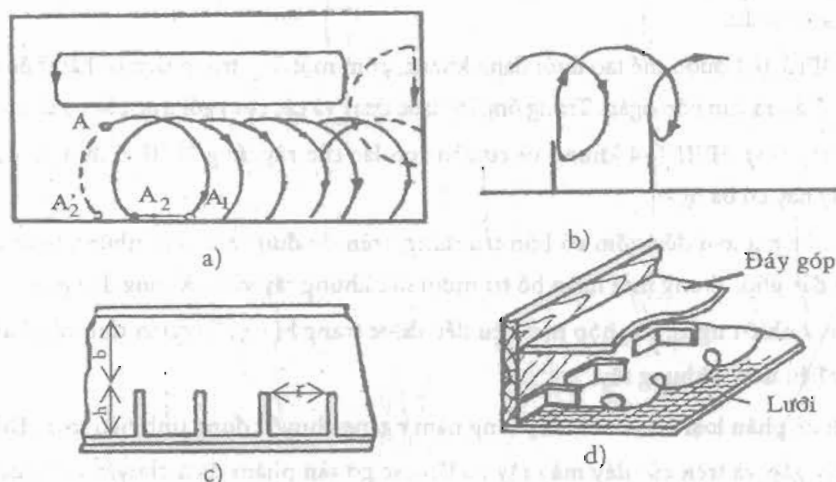
$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{gf}{\rho}} \qquad (3.51)$$

Xét điều kiện dịch chuyển của hạt trên sàng nằm ngang. Nếu hạt sản phẩm A dịch chuyển trên lưới và gặp thành của thân rây (hình 3.16a) thì chuyển động đường tròn của nó ngừng lại ở điểm A_1 và tiếp tục di chuyển dọc thành. Nếu như không có ma sát với thành thì hạt trượt đến điểm A_2'. Trong thực tế ma sát của hạt với thành khá lớn cho nên đoạn đường nó đi được dọc theo thành sẽ nhỏ hơn, vì vậy sự ngắt quãng của hạt xảy ra ở điểm A_2, và quỹ đạo của nó có dạng vòng khuyết. Hiện tượng đó còn phức tạp hơn nữa, vì khi hạt gặp rây thì xảy ra va đập đàn hồi.

Nếu thành tạo nên một đường viền kín thì hạt chuyển động theo đường viền đó có hướng đối diện với hướng quay. Song để quá trình được tiến hành bình thường thì như thế chưa đủ, bởi vì các hạt sản phẩm hội tụ lại quay trở về phía lỗ nạp liệu và trộn lẫn cùng với sản phẩm đi vào.

Cho nên, song song với chuyển động theo đường tròn còn cần thiết phải truyền cho hạt chuyển động về phía máng thu hồi. Trong những máy rây hiện đại có lưới nằm ngang để sản phẩm dịch chuyển được nhanh chóng về phía máng thu hồi, cần có một hệ thống tấm chắn.

Tấm chắn ảnh hưởng trực tiếp đến sản phẩm khi nó giao nhau với quỹ đạo tương đối của hạt đó. Chiều rộng tự do của rây kể từ các tấm chắn không được nhỏ quá, vì ở đây cường độ rây mạnh nhất. Thực tế chiều rộng b (hình 3.16c) thường được chọn bằng $(3-4)r_0$, trong đó r_0 là bán kính quỹ đạo tương đối của hạt trên rây.



Hình 3.16. Sơ đồ chuyển động của hạt sản phẩm;
a) Sơ đồ chuyển động tương đối của hạt gần thành;b) Sơ đồ chuyển động của hạt khi có các tấm chắn; c) Cách đặt các tấm chắn; d) Tiết diện khung rây

Trên hình 3.16d cho hình vẽ lắp khung rây với lưới, các tấm chắn và đáy góp. Trong chế tạo các máy rây hiện nay tấm chắn được lắp trên lưới với khoảng cách 10 ÷ 12mm, nhờ vậy mà sự chuyển động của những lớp sản phẩm bên dưới được yên tĩnh và tăng được tốc độ chuyển dời của các lớp trên.

Dải dưới để lắp các tấm chắn được sử dụng rất ít; vì vậy tùy theo khả năng thực tế chiều dài tấm chắn được giới hạn $h = (1-1,5)\,r_0$. Trị số của bước r (khoảng cách giữa các tấm chắn thường chọn từ r_0 đến $2r_0$, bởi vì khi $r > 2r_0$ thì tốc độ chuyển dời giảm đi rõ rệt, còn khi $r < r_0$ thì bề mặt sử dụng của lưới ở dải các tấm chắn trở nên không đáng kể.

Khi xác định vị trí của tấm chắn cần phải đưa vào quy tắc sau: Nếu nhìn theo hướng chuyển động của sản phẩmthif tấm chắn phải ở thành bên phảicuar khung khi trục máy rây quay theo chiều kim đồng hồ và ở thành bên trái của khung nếu trục của máy rây quay ngược chiều kim đồng hồ.

3.3.1.4. Máy rây kiểu tủ

Ở hình 3.17 là hình dạng chung của máy rây kiểu tủ. Máy gồm tủ 1, cơ cấu cân bằng 2, động cơ điện 3, các bộ phận nạp phân phối 4, và bộ phận tháo liệu 5. Phần chính của tủ là một ống thép trên đó được hàn bốn tấm thép vuông góc với nhau, chia tủ ra làm bốn ngăn riêng biệt, đồng thời chúng tạo nên bộ khung chịu tải của máy rây. Khung rây và khung chứa được đẩy vào trong các hộp phân phối đến chỗ tựa theo những thanh dẫn hướng. Phía ngoài khung được ép chặt bởi thành phía trong của các cửa. Khi đóng cửa thì khung được ép giữa các hộp phân phối vào cửa, còn những chỗ nối đó được bít kín hoàn toàn nhờ bánh lệch tâm ở bản lề cửa.

Trên nắp tủ có lắp bốn bộ phận nạp phân phối, hỗn hợp ban đầu từ những hộp nạp liệu đi vào các bộ phận này qua các túi vải.

Máy rây tầng kiểu thành tủ của Liên Xô cũ gồm có hai loại: loại một thân và loại hai thân. Rây tầng kiểu thân tủ một thân 3PIII 1-4 (hình 3.13) là máy rây tự cân bằng không có cọc trục, được chế tạo như một cái tủ bằng kim loại và được treo vào trần nhà bởi bốn dây cáp.

Cơ cấu con lắc của máy này cho phép điều chỉnh bán kính dao động vòng của máy bằng cách thay đổi khối lượng của các con lắc.

Thân rây 3PIII 1-4 được chế tạo dưới dạng khung, gồm một ống trung tâm có hàn bốn cánh thép vuông góc với nhau chia thân ra làm bốn ngăn. Trong ống lắp trục quay và các cụm gối trục của cơ cấu con lắc.

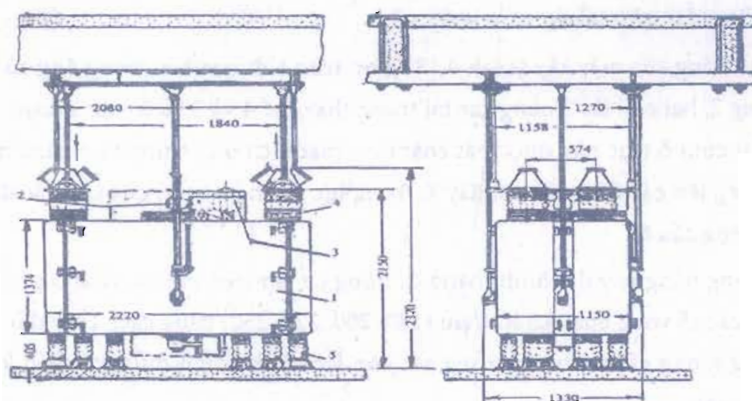
Khác với rây tầng 3PIII 1-4 khung và cơ cấu con lắc của rây tầng 3PIII-6 được bố trí giữa hai thân, mỗi thân của máy này có ba ngăn.

Các ngăn của hai loại đều gồm có bốn trụ đứng, trên đó được hàn vào những thanh dẫn hướng cho các khung rây và đáy góp. Trong mỗi ngăn bố trí mười sáu khung rây và ba khung đáy góp.

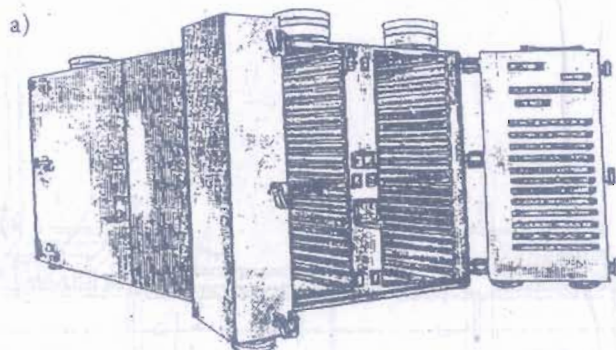
Với máy rây nhiều ngăn, các hộp nạp liệu đều được trang bị cơ cấu quán tính có phân phối quay làm nhiệm vụ rải đều liệu trên 4 khung rây.

Vật liệu được phân loại nhờ các lưới phẳng nằm ngang chuyển động tịnh tiến tròn. Để vận chuyển sản phẩm trên các đáy góp và trên các đáy máy rây có lắp các gờ sản phẩm dịch chuyển trên lưới rây không cần đến gờ.

Trên bảng 3.3. là đặc tính kĩ thuật của các máy rây kiểu tầng thân tủ của Liên Xô trước đây.



a)



b)

Hình 3.17. Máy rây kiểu tủ

a) Hình dạng chung của máy rây; b) Tủ máy rây mở cửa (không có các khung rây)

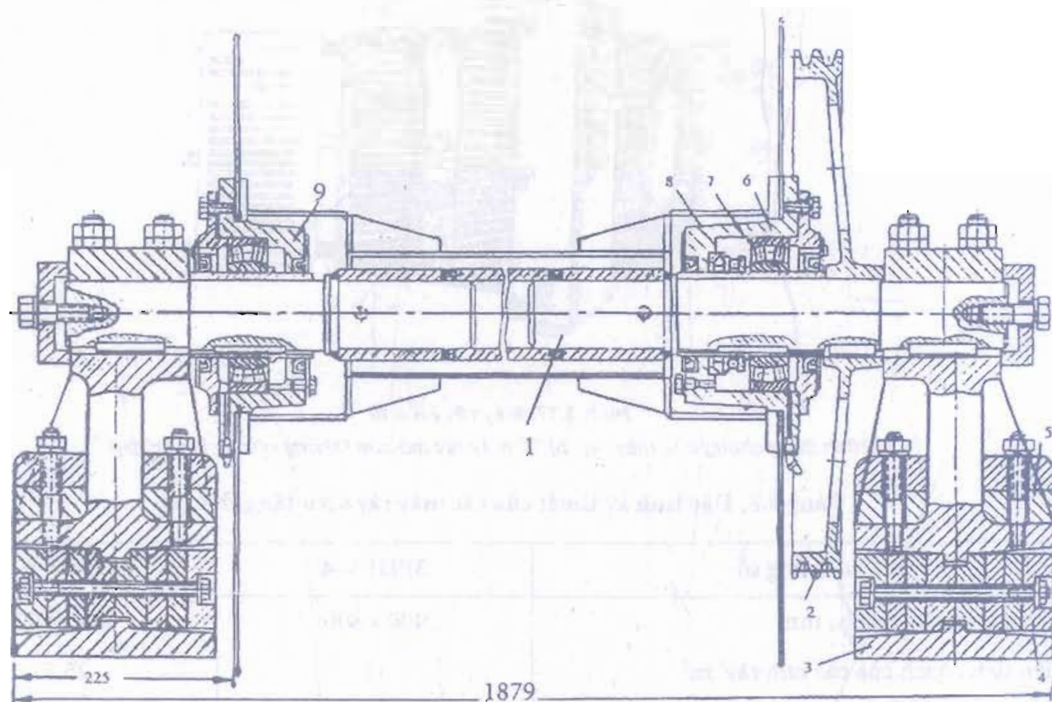
Bảng 3.3. Đặc tính kỹ thuật của các máy rây kiểu tầng thân tủ

Các thông số	3PIII 1-4	3PIII-6
Kích thước khung rây, mm	400 x 800	400 x 800
Diện tích có ích của các lưới rây, m^2	17	25,5
Số vòng quay của trục con lắc, vg/ph	200, 220, 240	200, 220, 240
Bán kính dao động tròn, mm	50, 45, 40	50, 45, 40
Lượng không khí thông gió, m^3/ph	6	8
Động cơ điện: Công suất, kW	0,3	4,5
Số vòng quay, vg/ph	960	940
Kích thước bao, mm		
Dài	2340	2950
Rộng	1330	1950
Cao	2150	2150
Khối lượng, kg	1575	2700

3.3.1.5. Cơ cấu cân bằng của máy rây

Cơ cấu cân bằng của máy rây (hình 3.18) gồm trục 1 đi qua bên trong ống của khung chịu tải của tủ, bánh đai dẫn động 2, hai con lắc 3 cùng các tải trọng thay thế 4 và 5 và 2 cụm ổ trục: cụm 6 ở phía trên, cụm 9 ở phía dưới. Hai cụm ổ trục này được bắt chặt trên mặt bích ống trung tâm bằng những bulông. Phản lực hướng tâm tác dụng lên các ổ bi đũa hai dãy 7, trọng lực (trọng lượng) của trục lắc động (ở cụm ổ trục phía trên) – ổ bi chặn lòng cầu 8.

Trục lắc động bằng dây đai hình thang từ động cơ lắp trên giá bắt chặt ở phía trên tủ. Có thể truyền cho trục lắc động các số vòng quay khác nhau (180, 200, 220, 250) bằng cách thay đổi bánh đai trên trục động cơ. Thay đổi trọng lượng các tải trọng trong các con lắc có thể định được các bán kính khác nhau của dao động tròn của máy rây.



Hình 3.18. Cơ cấu cân bằng của rây kiểu tủ

1. trục 1; 2. bánh đai dẫn động; 3. con lắc; 4,5. tải trọng thay thế; 6,9. cụm ổ trục trên và dưới; 7. ổ bi đũa

3.3.1.6. Công suất của máy rây

Trong các máy rây, lượng hạt lọt rây (hoặc năng suất) lớn nhất đạt được khi biên độ dao động A = 25mm và số vòng quay của máy n = 230 – 285 vg/ph. Trong thực tế người ta chọn A = 45mm và n = 210 vg/ph, vì trong máy rây ngoài bột còn có những sản phẩm lớn hơn nằm lại trên mặt rây nhưng với vận tốc tương đối lớn thì chúng có thể lọt rây.

Chiều dày của lớp vật liệu trên mặt rây có ảnh hưởng đến cường độ rây. Đối với đa số sản phẩm nghiền từ hạt thì chiều dày thích hợp của lớp vật liệu trên mặt rây nằm trong khoảng 15 – 24mm.

Công suất tối thiểu trên cọc trục của máy rây có thể xác định theo công thức:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 \tag{3.52}$$

Trong đó:

N_1 – Công suất cần thiết để thắng ma sát của vật liệu với mặt rây và đáy góp

N_2 – Công suất cần thiết để thắng ma sát trong ổ trục dưới của cơ cấu truyền động

N_3 – Công suất cần thiết để thắng ma sát với không khí (tổn thất về quạt) và ma sát tại các chi tiết máy...:

Công suất cần thiết để thắng ma sát của vật liệu với mặt rây và đáy góp được tính theo công thức:

$$N_1 = \frac{Ggf_1\omega.r}{1000}\sqrt{1-\left(\frac{gf_1}{\omega^2 r}\right)^2}, \quad kW \tag{3.53}$$

Trong đó:

G – khối lượng của vật liệu trong máy rây, kg;

g – gia tốc trọng trường, m/s²;

f_1 – hệ số ma sát dẫn suất trung bình của vật liệu với mặt rây và đáy góp, $f_1 = 0,6 - 0,8$;

ω – vận tốc góc của máy rây, 1/s;

r – bán kính lệch tâm, m

Công suất cần thiết để thắng ma sát trong ổ trục dưới của cơ cấu truyền động được xác định như sau:

$$N_2 = \frac{G.r.f_2.\omega^3.D}{1000}, \quad kW \tag{3.54}$$

Trong đó:

f_2 – hệ số ma sát trong ổ trục dưới, $f_2 = 0,025$

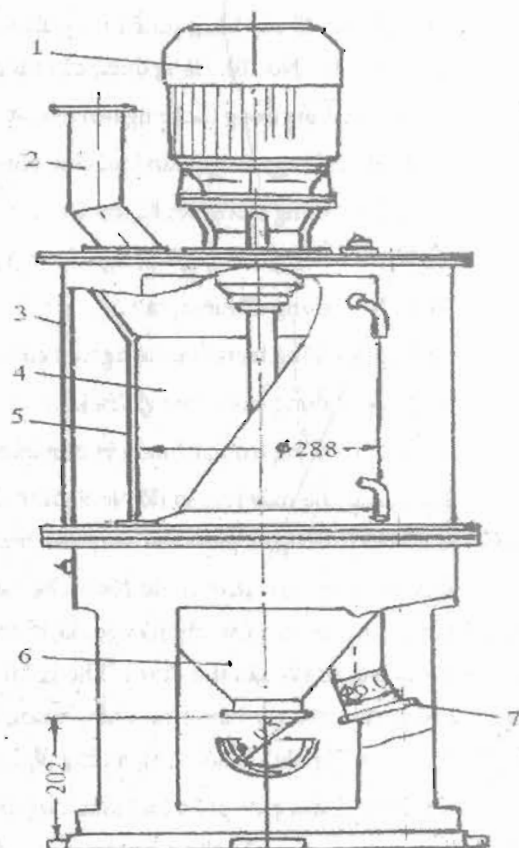
D – đường kính của trục tay quay, m

3.3.2. Máy rây đứng lưới trụ

Trong công nghiệp chế biến thức ăn chăn nuôi người ta dùng máy rây đứng lưới trụ để phân loại các hỗn hợp thức ăn vi lượng. Ở hình 3.19 là cấu tạo của loại máy rây này.

Máy gồm vỏ trụ đứng 3, phía trong có rôto kiểu cánh quạt 4 quay. Giữa thành vỏ và rôto được lắp một ống lưới rây 5. Lưới được chế tạo thành từng bộ hai mảnh một với đường kính lỗ ϕ 1-1,5-2mm để thay đổi. Trần nắp bằng thép của vỏ máy lắp động cơ điện 1 nối với trục dẫn động bằng khớp nối và ống nạp liệu 2.

Sản phẩm ban đầu đi vào máy qua ống nạp liệu. Dưới tác dụng của các cánh rôto, bột nhỏ của hỗn hợp lọt qua lưới rây rồi rơi xuống đáy thu hồi hình phễu 6 và được lấy ra theo ống tháo liệu 7 ra ngoài máy.



Hình 3.19. Máy rây đứng hình trụ
1. Động cơ điện; 2. Ống nạp liệu; 3. Vỏ máy; 4. Rôto cánh quạt; 5. Ống lưới rây; 6. Đáy thu hồi bột nhỏ; 7. Ống tháo hỗn hợp bột

Đặc tính kỹ thuật của máy rây đứng lưới trụ như sau:

Đường kính ống lưới rây, 290mm

Chiều cao của ống lưới rây, 295mm

Đường kính rôto cánh quạt, 280mm

Số cánh của rôto 6

Động cơ điện

Công suất, 0,5kW

Số vòng quay, 1410vg/ph

Kích thước bao, mm

Đường kính 500mm

Chiều cao 1265mm

Khối lượng máy, 147kg

3.3.3. Các kiểu sơ đồ rây bằng nhiều tầng

Các kiểu sơ đồ rây bằng nhiều tầng được giới thiệu ở hình 3.20. Trên hình gồm mười kiểu rây bằng nhiều tầng (No1 đến No 10). Công dụng của từng kiểu rây bằng như sau:

Sơ đồ No 1 dùng trong các hệ nghiền thô cấp cao

Sơ đồ No 2 dùng trong phân loại tấm, tấm lõi và bột

Sơ đồ No 3 dùng trong các hệ nghiền thô cấp thấp

Sơ đồ No 4 dùng trong các hệ nghiền mịn

Sơ đồ No 5 dùng để kiểm tra bột

Sơ đồ No 6 dùng trong các hệ nghiền của dây chuyền sản xuất một loại bột

Sơ đồ No 7 dùng trong hệ nghiền khô

Sơ đồ No 8 dùng trong hệ nghiền mịn của nhà máy bột cỡ nhỏ

Trong các nhà máy lớn, sơ đồ No 9 được dùng để phân loại sản phẩm trung gian khi chế biến gạo mạch hoa và sơ đồ No 10 dùng để phân loại sản phẩm trung gian khi chế biến gạo, đại mạch, gạo mì và gạo ngô.

Kết quả phân loại theo sơ đồ No 1 cho sáu cấu tử. Sản phẩm đầu tiên được đưa đồng thời vào ba rây đầu. Phần không lọt của các rây này gọi là không lọt một (lớn). Phần lọt qua ba rây đầu được đưa vào rây bốn, năm và sáu; từ rây sáu thu được: "không lọt qua hai" (nhỏ). Những phần tử lọt qua rây bốn, năm và sáu tập trung lại đưa vào rây bảy, tám, chín, mười, mười một, mười hai và mười ba. Những phần tử mười và mười một gọi là "lọt hai". Cuối cùng những phần tử lọt qua rây mười hai và mười ba gọi là tấm.

Sơ đồ No 2 dùng để phân loại tấm, tấm lõi và bột. Sản phẩm đồng thời đưa vào hai mặt sàng. Theo sơ đồ này ta thu được năm cấu tử: không lọt một, không lọt dưới, tấm lõi D, bột B_1 và bột B_2.

Không lọt một thu được từ sản phẩm đầu qua bốn mặt rây trên cùng, không lọt dưới là những phần tử lọt qua bốn rây trên cùng nhưng không lọt qua mười rây tiếp theo.

Bột B_1 là những phần tử lọt qua các mặt rây năm, sáu, bảy và tám. Bột B_2 là những phần tử lọt qua các mặt rây chín, mười, mười một và mười hai.

Sơ đồ No 3 dùng để phân loại sản phẩm nghiền thô cấp thấp. Hỗn hợp đầu được đưa vào hai mặt rây. Kết quả thu được bốn cấu tử; không lọt một, không lọt dưới, tấm lõi và bột B.

Từ sơ đồ No 4 thu được bốn cấu tử; không lọt dưới, bột B_1, bột B_2 và tấm lõi. Từ sơ đồ No 5 thu được ba cấu tử; bột B_1, bột B_2, bột B_3 có chất lượng khác nhau và không lọt dưới.

Sơ đồ No 6 chia ra bốn cấu tử; không lọt dưới và bột B_1, B_2. Sản phẩm đầu được đưa vào bốn mặt rây. Các phần tử lọt qua tám rây đầu được đưa xuống các rây tiếp theo.

Từ sơ đồ No 7 thu được không lọt một, không lọt hai, không lọt dưới, tấm lõi và bột.

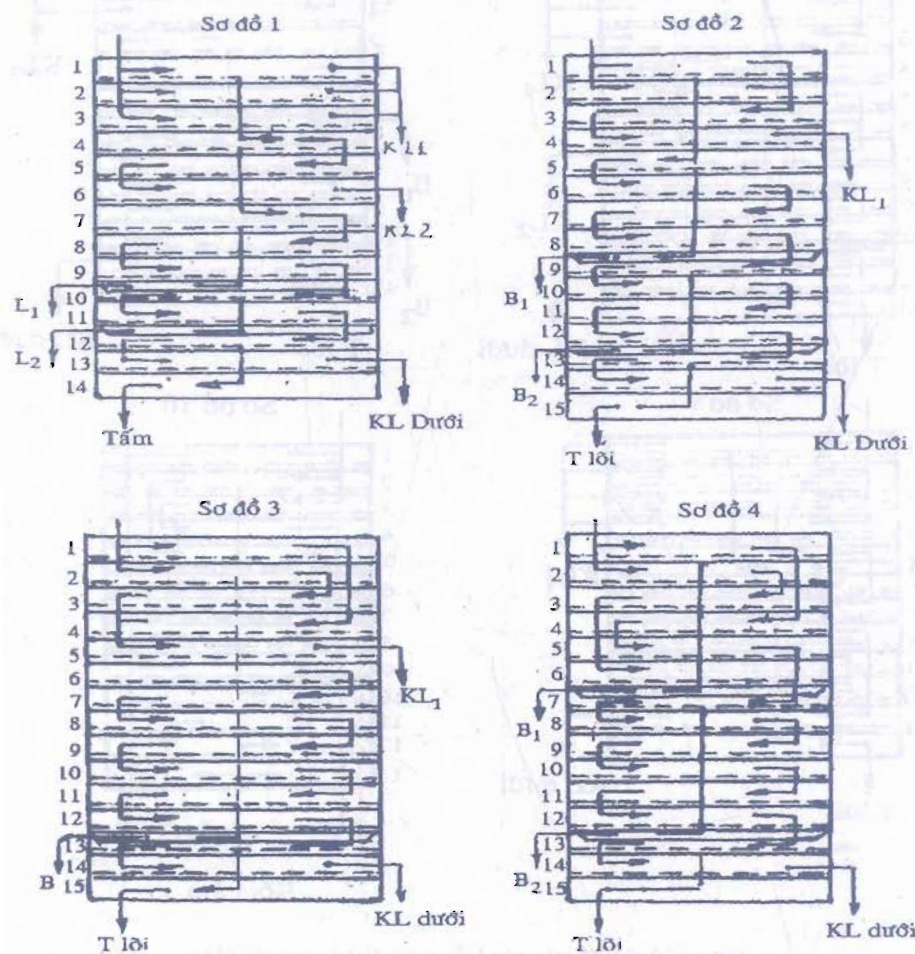
Từ sơ đồ No 8 thu được không lọt một, không lọt lưới, tám lõi và bột B_1, B_2.

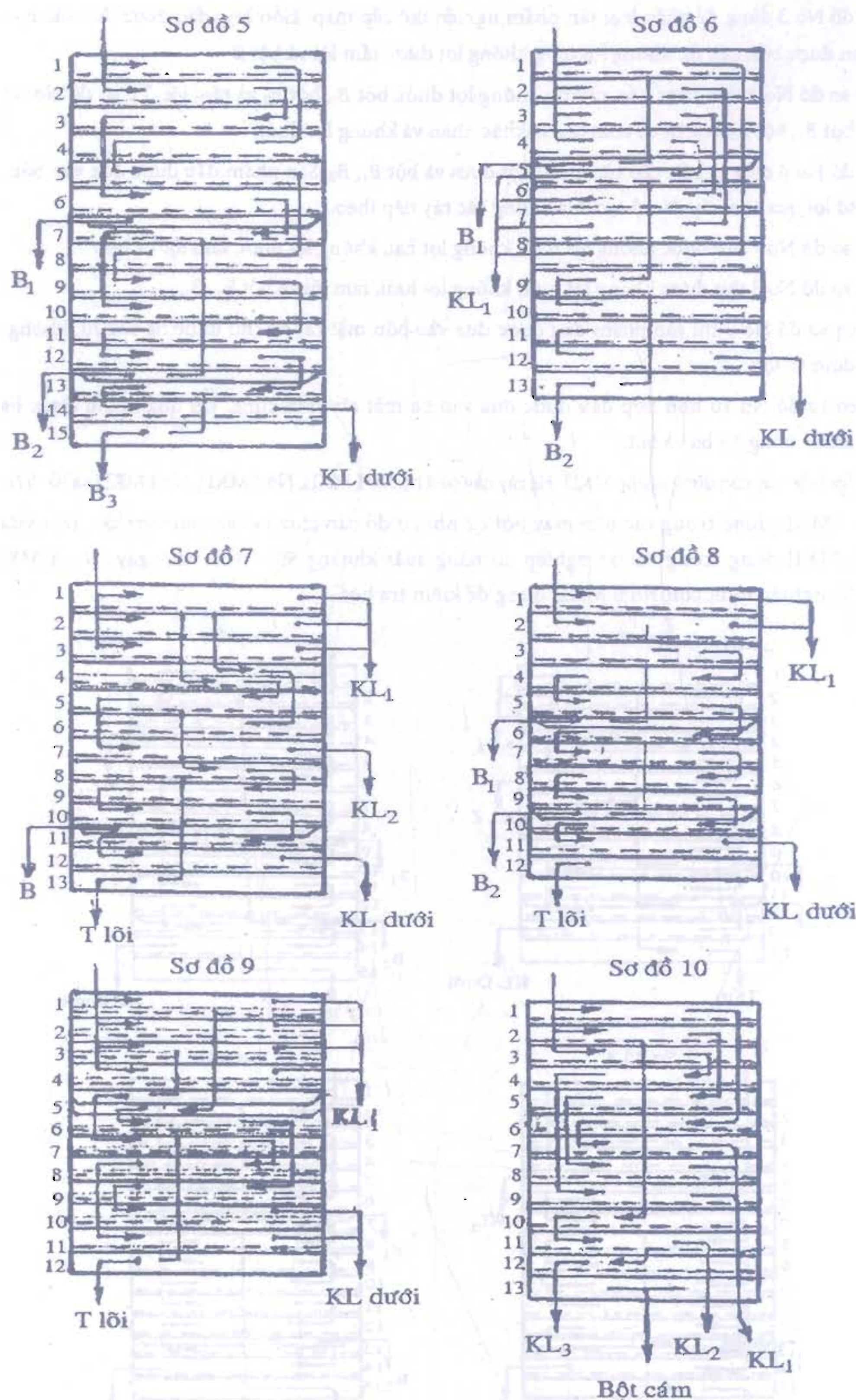
Theo sơ đồ No 9 thì sản phẩm đầu được đưa vào bốn mặt rây và thu được ba cấu tử; không lọt một, không lọt dưới và lọt.

Theo sơ đồ No 10 hỗn hợp đầu được đưa vào ba mặt rây trên cùng, kết quả là thu được ba cấu tử: không lọt một, không lọt ba và bột.

Ở Nga hiện nay còn dùng rây hệ MKЦ. Hệ rây này có 4 bộ No 1 MKЦ, No 2 MKЦ, No 4 MKЦ và No 5 MKЦ.

No 1 MKЦ dùng trong các nhà máy bột cỡ nhỏ, ở đó cần chia ra các loại tấm lớn, tấm vừa và tấm nhỏ. No 2 MKII dùng trong các xí nghiệp có năng suất khoảng 90 – 100 tấn/ngày. No 4 MKЦ dùng trong các hệ nghiền mịn, còn No 5 MKЦ dùng để kiểm tra bột.





Hình 3.20. Sơ đồ của các kiểu mặt rây bằng nhiều tầng

CHƯƠNG 4

MÁY SÀNG RUNG
THIẾT BỊ PHÂN LOẠI BẰNG TỪ TÍNH

4.1. MÁY SÀNG RUNG

4.1.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc

Trong sản xuất người ta dùng máy sàng rung vào các mục đích:

1– Phân loại nguyên liệu

2– Vận chuyển vật liệu

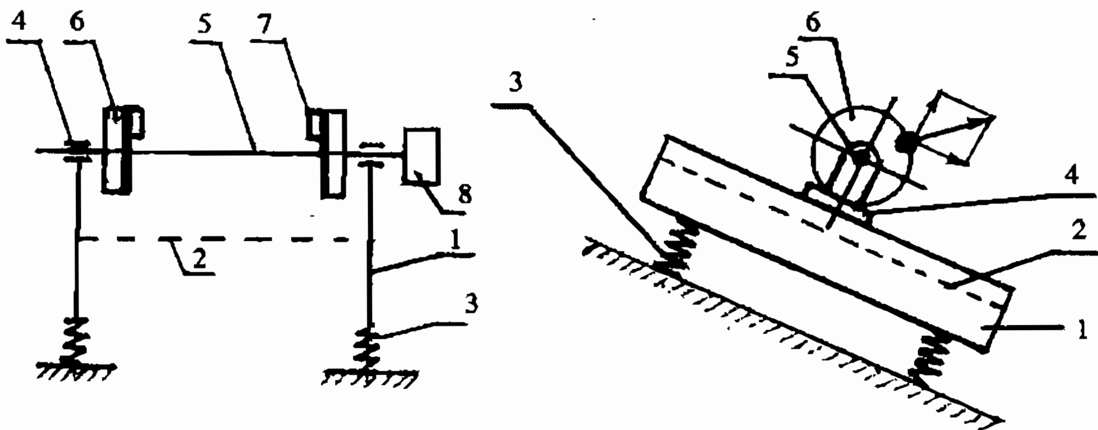
3– Làm tơi và làm nguội vật liệu

4– Sấy vật liệu

Thường có hai loại cơ cấu gây rung động cho máy sàng rung là đĩa có gắn đối trọng và cơ cấu lệch tâm. Trong loại cơ cấu thứ nhất, các đĩa có đối trọng được gắn trên trục dẫn động của máy. Khi trục quay thì các đĩa này gây nên các lực quán tính làm cho thùng sàng chuyển động theo các hướng khác nhau. Ở loại cơ cấu thứ nhất, trục lệch tâm của máy được tựa trên các gối đỡ. Các gối này lại được gắn vào thùng sàng. Khi máy làm việc thì thùng sàng sẽ thực hiện chuyển động rung nhờ sự quay của trục lệch tâm.

Trên hình 4.1 là sơ đồ nguyên lý làm việc của một máy sàng rung. Máy gồm có khung sàng 1, trong đó lắp một, hai hoặc ba lưới. Khung sàng được đỡ bằng hệ lò xo 3 và được đặt nghiêng so với mặt phẳng ngang một góc 10 – 30°. Trên khung sàng có lắp hai ổ đỡ 4 để đỡ trục 5 gắn trên các miếng đối trọng 7. Ngoài mút một đầu trục có lắp bánh đai của bộ truyền động từ động cơ tới.

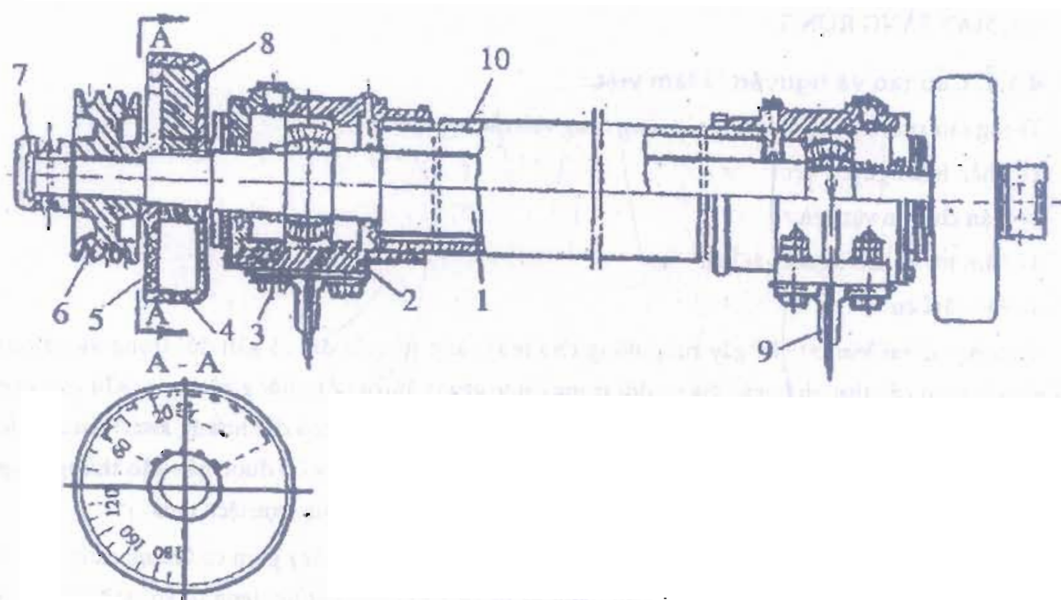
Các lò xo đỡ có thể dùng lò xo quấn thành hình trụ hoặc lò xo nhíp cong.



Hình 4.1. Sơ đồ máy sàng rung
1. Khung sàng; 2. Lưới sàng; 3. Lò xo đỡ; 4. Ổ đỡ trục;
5. Trục; 6. Vô lăng; 7. Đối trọng; 8. Bánh đai truyền động.

Bộ phận truyền động gồm có trục lệch tâm 5 và các miếng đối trọng 7 để điều chỉnh biên độ dao động. Bộ truyền động cho sàng chỉ nên dùng bánh đai và dây đai, vì khi dao động thì bánh đai cũng dao động theo khung sàng nên khoảng cách giữa hai bánh đai có biến động nhưng nhờ dây đai nên khắc phục được khoảng cách biến động đó.

Máy sàng rung có thể làm việc với số vòng quay của trục lệch tâm 500 ÷ 1500 vg/ph, biên độ dao động nằm trong khoảng 1 ÷ 6 mm.



Hình 4.2. Bộ phận gây rung của máy sàng rung

1. Trục lệch tâm; 2. Ổ đĩa; 3. Vỏ ổ đỡ; 4. Vô lăng; 5. Đĩa của vô lăng; 6. Bánh đai; 7. Êcu hãm; 8. Đối trọng; 9. Khung sàng; 10. Ống bảo vệ trục lệch tâm.

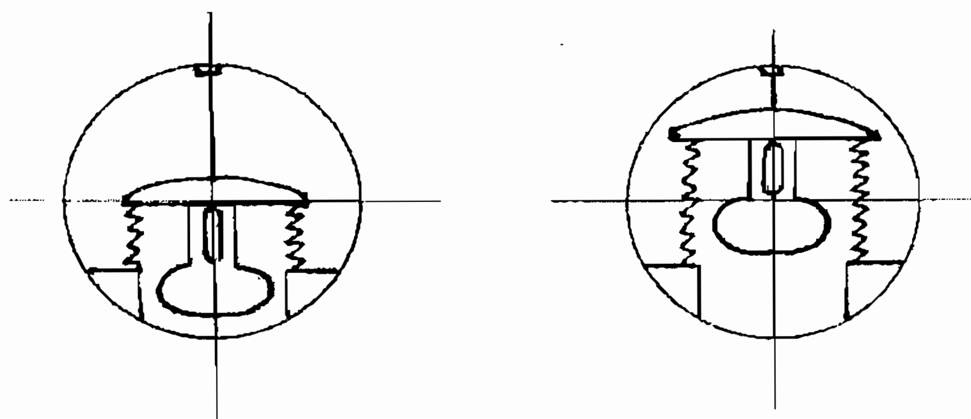
Bộ phận gây rung được trình bày trên hình 4.2.

Phần giữa của trục 1 được làm dày lên và lệch tâm. Ở hai đầu trục lắp vô lăng 4. Vô lăng gồm có đĩa trên đó lắp các miếng đối trọng và vỏ che bao bên ngoài. Phần dày lệch tâm của trục cùng với đối trọng là nguyên nhân sinh ra lực ly tâm quán tính khi trục quay.

Nếu như đối trọng nằm cùng một phía với phần dày lệch tâm của trục thì lực ly tâm lớn, và khi đó bộ phận rung tạo ra lực kích thích lớn nhất. Để thay đổi biên độ dao động của máy, người ta thay đổi trọng lượng và vị trí của đối trọng. Do đó đối trọng thường được chế tạo từ các miếng kim loại hình cung có khoan lỗ để thay đổi vị trí lắp trên vô lăng.

Khi mở máy hoặc tắt máy ở thời điểm tần số dao động của trục bằng tần số dao động riêng tức là ở trạng thái cộng hưởng thì khi đó biên độ tăng lên rất lớn và lò xo đỡ khung sàng bắt đầu chịu tác dụng của một lực lớn hơn nhiều so với lực sinh ra khi trục máy sàng làm việc ổn định. Chính lực rất lớn đó là nguyên nhân gây ra làm gãy lò xo đỡ.

Để khắc phục hiện tượng đó, người ta dùng một cơ cấu gọi là đối trọng tự động (xem hình 4.3).

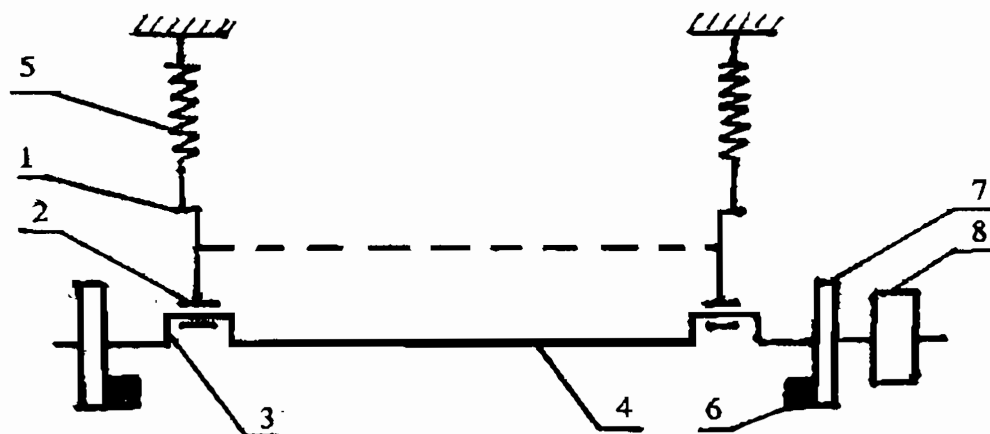


Hình 4.3. Sơ đồ đối trọng tự động của máy sàng rung

Khi trục có số vòng quay bé (mới mở máy, hoặc sau khi đã tắt máy), nghĩa là lúc đó lực ly tâm do đối trọng 1 gây ra nhỏ thì các lò xo 2 dãn bình thường làm cho tâm đối trọng gần với tâm của hệ thống.

Sau khi mở máy một thời gian, trục máy sàng quay với tốc độ ổn định, các lò xo đỡ bị nén khi tâm của đối trọng 1 tách xa tâm của hệ thống.

Hình 4.4 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy sàng rung tự ly tâm. Khung sàng 1 được treo bởi các thanh treo có lò xo 5. Ổ đỡ 2 được lắp cứng vào khung sàng. Trục lệch tâm 4 được giữ bằng hai ổ đỡ đó. Phần trục nằm ngoài hai ổ đỡ được gắn hai vô lăng 7, trên vô lăng được lắp các miếng đối trọng 6. Các miếng đối trọng này được đặt đối diện với phần lệch tâm 3 của trục 4. Đầu mút ngoài cùng của trục được lắp bánh đai truyền động 8.



Hình 4.4. Sơ đồ máy sàng rung tự ly tâm
1. Khung sàng; 2. Ổ đỡ trục; 3. Phần lệch tâm của trục;
4. Trục; 5. Lò xo thanh treo; 6. Đối trọng; 7. Vô lăng; 8. Bánh đai.

Phải lựa chọn khối lượng của đối trọng sao cho lực ly tâm quán tính của chúng sinh ra cân bằng với lực ly tâm do khung sàng sinh ra khi quay với bán kính bằng độ lệch tâm của trục, nghĩa là:

$$G_s e = Q . R \quad (4.1)$$

Trong đó: G_S – trọng lượng của khung sàng kể cả vật liệu đem sàng, N;

e – độ lệch tâm của trục, m;

Q – trọng lượng của đối trọng, N;

R – khoảng cách từ trọng tâm của đối trọng đến tâm trục quay, m.

Đối với máy sàng rung, khi trục lệch tâm quay thì trọng lượng phần lệch tâm của trục và trọng lượng của các đối trọng sẽ sinh ra lực ly tâm quán tính bằng:

$$P = \frac{G_Q}{g}.\frac{V^2}{R} = \frac{G_Q.n^2.R}{900} \quad (4.2)$$

Trong đó: G_Q– trọng lượng các phần tham gia quay, N;

n – số vòng quay của trục, vg/ph;

R – khoảng cách từ tâm đối trọng đến tâm trục quay, m.

Có thể chia lực ly tâm thành hai phần song song và vuông góc với bề mặt sàng. Thành phần song song của lực ly tâm quán tính sinh ra dao động ngang của khung sàng; còn thành phần vuông góc với mặt sàng gây ra dao động dọc khung sàng vì nó tác dụng theo đường trục của các lò xo đỡ. Do độ cứng theo hai phương của lò xo không giống nhau nên khung sàng khi dao động vạch lên một quỹ đạo hình elíp.

4.1.2. Tính các thông số của máy

4.1.2.1. Số vòng quay của trục lệch tâm

Hạt vật liệu nằm trên lưới sàng cùng chuyển động theo quỹ đạo chuyển động của khung sàng. Gọi e là biên độ dao động của khung sàng thì hạt vật liệu sẽ nhận được lực ly tâm có giá trị bằng:

$$P = m\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2.e = \frac{G}{g}.\frac{\pi^2.n^2}{900}.e = \frac{G.n^2.e}{900} \quad (4.3)$$

Để cho hạt vật liệu nhảy được trên mặt lưới sàng thì lực ly tâm P phải lớn hơn trọng lượng của hạt vật liệu G, nghĩa là:

$$P = \frac{G.n^2.e}{900} > G$$

Hoặc

$$\frac{n^2.e}{900} > 1$$

Từ đây rút ra:

$$n > 30\sqrt{\frac{1}{e}}\text{ ,vg/ph} \quad (4.4)$$

Trong thực tế lấy

$$n_1 > 30\sqrt{\frac{k}{e}} \quad (4.5)$$

Trong đó: k – hệ số sử dung có hiệu quả. k = 1.5 –2.5;

e – biên độ dao động của khung sàng, e ≈ 0,001 – 0,006 m.

4.1.2.2. Quan hệ giữa khối lượng sàng và khối lượng đối trọng, giữa biên độ dao động và bán kính quay của đối trọng

Giả sử khung sàng được đỡ (treo) bằng Z lò xo thì lực nén (kéo) trên một lò xo sẽ là:

$$G_0 = \frac{G_S}{Z}, \quad N \tag{4.6}$$

Trong đó: G_S – trọng lượng của khung sàng và vật liệu, N;

Z – số lò xo.

Gọi K là độ cứng của lò xo tức là lực cần thiết để làm cho lò xo bị nén (kéo) bằng một đơn vị chiều dài N/m, ta có thể thấy chu kì dao động của khung sàng theo thuyết dao động đàn hồi sẽ là:

$$T_1 = 2\pi\sqrt{\frac{G_0}{gk}} \tag{4.7}$$

Chu kỳ dao động của sàng do lực ly tâm kích thích P của bộ phận rung gây nên bằng thời gian của một vòng quay của trục lệch tâm, nghĩa là:

$$T = \frac{60}{n} \tag{4.8}$$

Trong đó: n tính bằng vg/ph.

Khi sàng làm việc thì chu kỳ dao động của khung sàng phải bằng chu kì dao động của lực kích thích, nghĩa là:

$$T_1 = T$$

Hay là

$$2\pi.\sqrt{\frac{G_0}{g.K}} = \frac{60}{n} \tag{4.9}$$

$$\frac{G_0}{g.K} = \frac{3600}{4\pi^2.n^2} \tag{4.10}$$

Độ cứng của lò xo:

$$K = \frac{G_0.n^2}{900} = \frac{G_S.n^2}{900.Z} \tag{4.11}$$

Lực ly tâm kích thích tác dụng trên một lò xo bằng:

$$P_0 = \frac{P}{Z} = \frac{G_Q.Rn^2}{900.Z} \tag{4.12}$$

Độ cứng của lò xo sẽ là:

$$K = \frac{P_0}{e} = \frac{G_Q.Rn^2}{900.Z.e} \tag{4.13}$$

Từ hai giá trị của K theo (4.11) và (4.13) ta có:

$$\frac{G_S.n^2}{900.Z} = \frac{G_Q.Rn^2}{900.Z.e} \tag{4.14}$$

Từ đây rút ra:

$$G_S.e = G_Q.R \quad (4.15)$$

Trong đó: G_S – trọng lượng khung sàng và vật liệu, N;

e – biên độ dao động, m;

R – bán kính quay của trọng tâm đối trọng, m.

Quan hệ ở (4.15) chỉ đúng khi lò xo làm việc ở trạng thái đàn hồi, nghĩa là xa vùng cộng hưởng.

Đối với máy sàng rung, thường lấy tốc độ làm việc lớn hơn tốc độ lúc cộng hưởng, nghĩa là $\omega_{lv} = 2\omega_{c.h}$.

Để điều chỉnh biên độ dao động, người ta phân trọng lượng của đối trọng làm hai phần: phần thứ nhất là ở trục lệch tâm có trọng lượng là G_{Q1} và có bán kính quay là r_1; phần thứ hai là ở quả nặng lắp trên vô lăng có thể điều chỉnh được vị trí của quả nặng. Khi đó quan hệ giữa đối trọng và bán kính quay của chúng được biểu thị như sau:

$$e.G_S = G_{Q1}.R_1 + G_{Q2}.R_2.\cos\varphi$$

Khi thay đổi góc đặt quả nặng ϕ (xem hình 4.2) thì biên độ dao động của sàng sẽ thay đổi.

Khi góc đặt $\varphi = 0$ thì sàng có biên độ lớn nhất.

$$e_{Max} = \frac{G_{Q1}.R_1 + G_{Q2}.R_2}{G_S} \quad (4.16)$$

Còn khi góc đặt $\varphi = 180^0$ thì sàng có biên độ bé nhất và bằng:

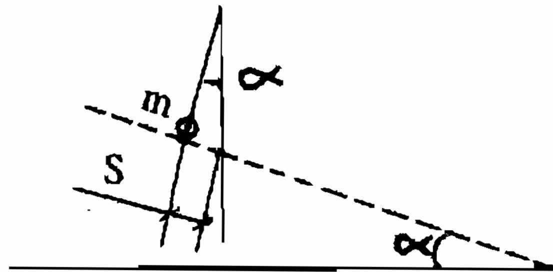
$$e_{Min} = \frac{G_{Q1}.R_1 - G_{Q2}.R_2}{G_S} \quad (4.17)$$

4.1.2.3. Năng suất của máy sàng rung

Năng suất của máy phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: bề rộng, lưới sàng, chiều cao lớp vật liệu trên lưới, số vòng quay của trục lệch tâm, góc nghiêng của lưới sàng...

Vận tốc chuyển động của vật liệu trên lưới sàng phụ thuộc tần số và biên độ dao động của sàng vào góc nghiêng đặt lưới sàng.

Do có hiện tượng rung mà hạt vật liệu nằm trên lưới sẽ nhảy lên theo phương vuông góc với mặt lưới của sàng với độ cao bằng biên độ dao động, nghĩa là bằng 2e và sau đó dưới tác dụng của trọng lực nó sẽ rơi xuống theo phương thẳng đứng và như vậy sau một dao động thì hạt vật liệu dịch chuyển được một đoạn dọc theo lưới sàng bằng chiều cao nhảy nhân với tang góc nghiêng, bằng S=2e.tgα (hình 4.5).



Hình 4.5. Sơ đồ xác định vận tốc chuyển động của vật liệu trên lưới của máy sàng rung

Khi lưới sàng dao động với tần số là n lần trong một phút thì vận tốc chuyển động dọc của vật liệu sẽ là:

$$v_0 = 2e.tg\alpha\frac{n}{60}\ ,\ m/s \tag{4.18}$$

Nếu chiều dài lưới sàng là L thì thời gian vật liệu lưu lại trên lưới sẽ là:

$$\tau = \frac{L}{V_0} = \frac{60.L}{2.e.n.tg\alpha} \tag{4.19}$$

Năng suất của máy được xác định như sau:

$$Q = B.h.V_0.\rho.\mu.3600,\ T/h \tag{4.20}$$

hoặc

$$Q = 120B.h.e.\rho.\mu.tg\alpha\ ,\ T/h \tag{4.21}$$

Trong đó: B – chiều rộng của lưới sàng, m;

h – chiều cao lớp vật liệu, m;

e – biên độ dao động của sàng, m;

n – số vòng quay của trục lệch tâm, vg/ph;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, T/m^3;

μ – hệ số tơi của vật liệu, μ = 0,6 – 0,7;

α – góc nghiêng của lưới sang, α = 15 – 30^0.

Chiều dài mặt sàng có thể lấy:

$$L = \frac{q}{36\rho.V_{tb}}\ ,\ m \tag{4.22}$$

Trong đó:

ρ – khối lượng riêng của vật liệu đem sàng;

V_{tb}– vận tốc trung bình của các phân tử vật liệu có thể lấy bằng 0,003– 0,004 m/s;

q – tải lượng riêng của mặt sàng kg/cm.h.

4.1.2.4. Công suất của máy sàng rung

Năng lượng tiêu hao của máy sàng rung chủ yếu để tạo ra động năng cho khối chuyển động và để khắc phục ma sát ở các ổ đỡ trục lệch tâm.

Động năng cung cấp cho khối chuyển động sau một vòng quay của trục lệch tâm được tính như sau:

$$A = \frac{G_S}{g}.\frac{v^2}{2} = \frac{G_S.n^2.e^2}{1800}\ ,\ N.m \tag{4.23}$$

Trong đó: G_S– trọng lượng khung sàng và vật liệu, N;

e – biên độ dao động, m;

n – số vòng quay của trục lệch tâm, vg/ph.

Công suất bằng:

$$N_d = \frac{A}{T} = \frac{A}{\frac{60}{n}}.10^{-3}$$

Thay trị số A vào ta có:

$$N_d = \frac{G_S.n^3.e^2}{1800} = \frac{n}{60}.10^{-3}$$

hoặc

$$N_d^{'} = \frac{G_S.n^3.e^2}{1,08.10^8}, kW \quad (4.24)$$

Công suất để thắng ma sát ở các ổ đỡ trục bằng:

$$N_{ms} = \frac{fP_Q.v_1}{1000}, kW \quad (4.25)$$

Trong đó: P_Q – lực ly tâm do đối trọng gây ra, N;

v_1 – vận tốc vòng ổ đỡ của trục, m/s.

Đối với máy sàng rung, muốn làm sạch hạt được hiệu quả công nghệ cao cần phải có những giá trị thích hợp về biên độ, tần số dao động, về tải lượng riêng và độ dốc của lưới sàng (bảng 4.1).

Bảng 4.1. Trị số các thông số thích hợp của máy sàng rung

Nguyên liệu cần làm sạch	Các thông số thích hợp			
	Biên độ, mm	**Số vòng quay trong 1ph**	**Độ dốc của lưới sàng, độ**	**Tải lượng riêng, kg/dmph**
Lúa mì	3	1250	8	14
Đại mạch	3,5	1200	8	13
Kè	1,5	1850	8	8

$$P_Q = \frac{G_Q.R.n^2}{900}$$

Mà: $$v_1 = \frac{\pi.r_0.n}{30}$$

Trong đó: G_Q – trọng lượng của đối trọng;

R – bán kính quay của đối trọng, m;

r_0 – bán kính cổ trục chỗ lắp ổ đỡ, m;

n – số vòng quay của trục, vg/ph;

f – hệ số ma sát trong ổ đỡ.

Thay giá trị của P_Q và v_1 vào (4.25) có:

$$N_{ms} = \frac{f.G_Q.r.n^3.r_0.\pi}{2,7.10^7}, kW \quad (4.26)$$

Công suất của động cơ điện sẽ là:

$$N_{dc} = \frac{(N_d + N_{ms})K}{\eta}, kW \quad (4.27)$$

Trong đó: η – hiệu suất truyền động;

K – hệ số dự trữ, K= 1,1 – 1,2.

4.2. MÁY VÀ THIẾT BỊ PHÂN LOẠI BẰNG TỪ TÍNH

4.2.1. Chức năng và phạm vi ứng dụng

Trong khối hạt sau khi thu hoạch, vận chuyển và bảo quản hoặc trong quá trình chế biến luôn có lẫn các tạp chất kim loại như sắt, thép, gang. Những tạp chất này rất đa dạng như: các chi tiết nhỏ của các thiết bị long ra, đinh sắt, mảnh tôn, thép, mảnh lưới sàng; có loại tròn, dài, có loại sắc nhọn to nhỏ khác nhau. Các tạp chất này lẫn trong lương thực sẽ ảnh hưởng đến sức khỏe người tiêu thụ, do đó thường quy định trong gạo tuyệt đối không được có mảnh sắt hoặc kim loại nói chung.

Các mẩu kim loại rơi vào trong không gian làm việc của máy cũng có thể phá hỏng các bộ phận làm việc, làm cho các chi tiết quay nhanh bị mòn và đôi khi còn dẫn đến sự cố hoặc tai nạn.

Những tạp chất kim loại do các thiết bị máy bị mòn trong quá trình gia công lẫn vào trong sản phẩm làm ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm, dẫn đến có hại cho người và gia súc khi sử dụng những sản phẩm này.

Ở một số trường hợp khi có tạp chất kim loại lẫn vào nguyên liệu được gia công ngoài việc làm hỏng máy, các tạp chất này còn làm cho nguyên liệu bị gãy, nát kết quả là giá trị của sản phẩm giảm, năng suất giảm, tăng chi phí năng lượng.

Một yếu tố quan trọng cần được chú ý trong việc làm sạch các nguyên liệu và sản phẩm khỏi tạp chất kim loại, đó là nguy cơ cháy và nổ. Như ta đã biết trong bất kì một chất hữu cơ nào ở dạng bụi, nếu tồn tại một tỷ lệ nhất định nào đó giữa không khí và bụi của nó thì chỉ cần có một tia lửa vô cùng nhỏ cũng có thể gây ra cháy và nổ. Tia lửa rất dễ xuất hiện khi có vật kim loại rơi vào không gian làm việc của máy đang hoạt động (như máy nghiền búa, máy nghiền trục, quạt có cánh bằng thép...). Hiện tượng cháy còn có thể nảy sinh do các mẩu kim loại bị nung đỏ khi va đập vào búa nghiền rồi rơi vào trong khối sản phẩm khô– loại vật liệu dễ bốc cháy.

Vì những lý do trên nên cần phải bố trí các thiết bị tách tạp chất kim loại ở những vị trí thích hợp trước các máy trong dây chuyền công nghệ.

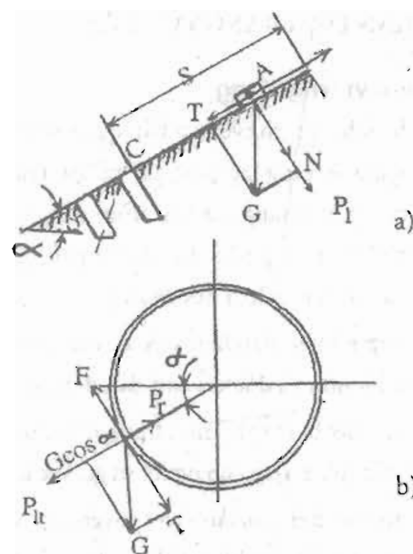
Phương pháp tiến bộ nhất để làm sạch các sản phẩm khô khỏi tạp chất kim loại là phân loại bằng từ tính. Quá trình phân loại bằng từ tính dựa vào nguyên lý lợi dụng độ nhiễm từ khác nhau của các thành phần nguyên liệu và tạp chất để tách tạp chất ra khỏi nguyên liệu. Nguyên tắc làm sạch bằng từ là: lớp nguyên liệu hoặc sản phẩm đi qua hệ thống nam châm và lúc đó các tạp chất kim loại được nam châm hút và tách riêng ra.

Những thiết bị dùng để tách kim loại ra khỏi khối hạt hoặc sản phẩm chế biến từ hạt gọi là thiết bị phân loại bằng nam châm. Có hai loại nam châm: nam châm vĩnh cửu và nam châm điện. Loại thứ nhất đơn giản hơn cả và đảm bảo đầy đủ việc làm sạch tạp chất kim loại trong nguyên liệu, sản phẩm. Nam châm vĩnh cửu được sử dụng thuận tiện ở các cơ sở chế biến với năng suất không lớn. Loại thứ hai cấu tạo phức tạp hơn nhiều và được sử dụng ở những nhà máy có quy mô sản xuất lớn và hiện đại. Trong các thiết bị phân loại bằng nam châm người ta có thể lắp nam châm cố định hoặc nam châm quay.

4.2.2. Lý thuyết về phân loại bằng từ tính

4.2.2.1. Xác định lực hút cần thiết của nam châm hình móng ngựa

Xét một phần tử chuyển động trên mặt phẳng nghiêng và nằm trong vùng tác dụng của nam châm hình móng ngựa (hình 4.6a). Trọng lực có thể phân tích theo hai phương vuông góc và tiếp tuyến với mặt phẳng. Các thành phần lực tương ứng với các phương trên là N và T.



Hình 4.6. Sơ đồ xác định lực hút của nam châm

a) Đối với nam châm hình móng ngựa; b) Đối với nam châm quay

Điều kiện cân bằng của phần tử trên mặt phẳng nghiêng:

$$(N+P_1)f \geq T \tag{4.28}$$

Trong đó: P_1 – lực hút của nam châm;

f – hệ số ma sát.

Thay các trị N và T vào ta tìm được lực hút của nam châm như sau:

$$(G\cos\alpha + P_1)f \geq G\sin\alpha \tag{4.29}$$

Từ đây suy ra:

$$P_1 \geq \frac{G\sin\alpha}{f} - G\cos\alpha \tag{4.30}$$

Với điều kiện này thì nam châm giữ được phần tử đứng yên tại chỗ.

4.2.2.2. Xác định lực hút cần thiết của nam châm quay

Trên hình 4.6b vận tốc chuyển động tương đối của phần tử trên bề mặt tang quay bằng không, nghĩa là nó không tách khỏi tang với điều kiện:

$$T \leq F \tag{4.31}$$

Hoặc $$G\sin\alpha \leq (P_r - P_{lt} - G\cos\alpha)f \tag{4.32}$$

Trong đó: G – trọng lực của phần tử bị hút;

$P_{lt} = m\omega^2 r$ – lực ly tâm theo hướng kính;

ω – vận tốc góc của tang;

r – bán kính tang quay;

P_r – lực hút nam châm;

f – hệ số ma sát của phần tử.

Ta có: $$P_r \geq G(\frac{\sin\alpha}{f} + \cos\alpha) + P_{lt} \qquad (4.33)$$

Sau khi biến đổi ta có:

$$P_r \frac{G\sin(\alpha+\varphi)}{\sin\varphi} + P_{lt} \qquad (4.34)$$

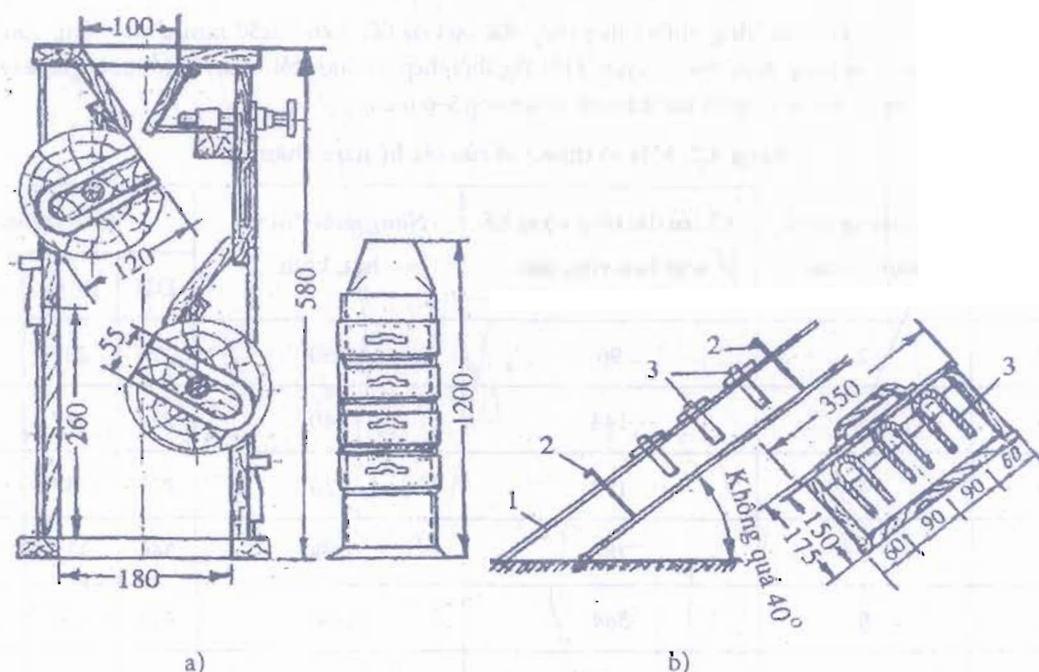
Giá trị lớn nhất của lực hút của nam châm khi $\alpha = 90^0 - \varphi$ và bằng:

$$P_{rMax} = \frac{G}{\sin\alpha} + P_{lt} \qquad (4.35)$$

4.2.3. Các thiết bị phân loại bằng từ tính

4.2.3.1. Thiết bị phân loại bằng nam châm vĩnh cửu

Loại thiết bị đơn giản nhất là một bộ nam châm vĩnh cửu hình móng ngựa đặt trong một cột gỗ thẳng đứng (hình 4.7a) hay trong ống tự chảy (hình 4.7b). Các thỏi nam châm lắp liền nhau sao cho các đầu (cực) của chúng sát trực tiếp với lớp vật liệu. Cạo sạch nam châm khỏi những mảnh kim loại tụ lại thường làm bằng tay. Để tiện đánh sạch người ta lằm các ngăn lắp nam châm có thể quay được hay tháo được.

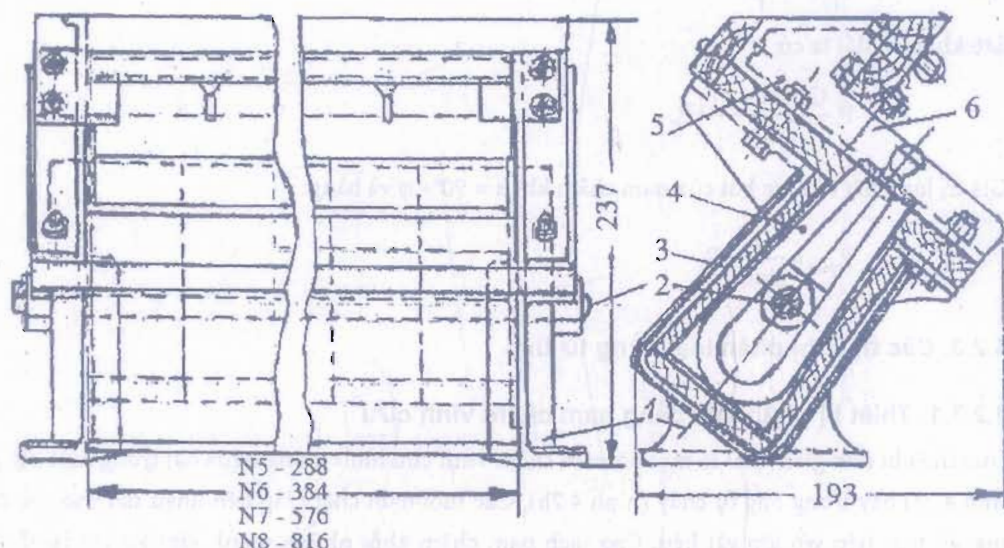


Hình 4.7. Bộ phận nam châm đơn giản nhất

a) Cột nam châm; b) Nam châm đặt trong ống tự chảy

Hoàn hảo hơn cả là hệ thống nam châm trên hình 4.8. Nó gồm hai giá 1 bằng gang, giữa hai giá lắp bộ gỗ 3 trong đó đặt một dãy nam châm 4. Tất cả các nam châm nối với nhau bằng đinh ốc 2 sao cho các cực chìa ra mặt phẳng đổ liệu. Phễu nạp liệu 5 có tấm chắn điều chỉnh 6 theo chiều cao để thay đổi lượng nguyên liệu hoặc

sản phẩm đổ vào để ngăn chúng không chảy qua khi làm sạch nam châm. Những hệ thống nam châm này có thể có nhiều loại khác nhau (bảng 4.2).



Hình 4.8. Hệ thống nam châm trong nhà máy

1– Giá lắp; 2– Đinh ốc; 3– Hộp; 4– Nam châm; 5– Phễu nạp liệu; 6– Tấm chắn điều chỉnh

Nam châm được chế tạo bằng những thỏi thép đặc biệt có tiết diện 10x50 mm chứa crôm, vônfram và côban. Các thỏi uốn cong xong được tôi và luyện. Mỗi 1kg thỏi thép đã được tôi và luyện tốt phải giữ được mảnh kim loại có khối lượng ít nhất là 10kg và giữ được từ tính trong 5–6 tháng.

Bảng 4.2. Một số thông số của các hệ nam châm

Số bộ phận	Số lượng thỏi nam châm	Chiều dài tổng cộng bề mặt làm việc, mm	Năng suất đối với hạt, kg/h	Kích thước		
				Dài	Rộng	Cao
2	2	96	360	176	237	193
3	3	144	540	224	237	193
4	4	192	720	272	237	193
5	6	288	1080	368	237	193
6	8	384	1440	464	237	193
7	12	576	2160	656	237	193
8	17	816	3060	896	237	193

Các bộ phận nam châm phải đặt vào đầu cũng như vào cuối sơ đồ quá trình kĩ thuật chế biến. Điều đó đảm bảo làm sạch hoàn toàn và tránh hư hại cho các máy nghiền. Tiện lợi nhất là đặt bộ phận nam châm dưới đầu trên của các dây chuyền sàng.

Liên bang Nga đã sản xuất ra được hai loại cột nam châm có ký hiệu MK và MKL với các đặc tính kĩ thuật khác nhau (bảng 4.3).

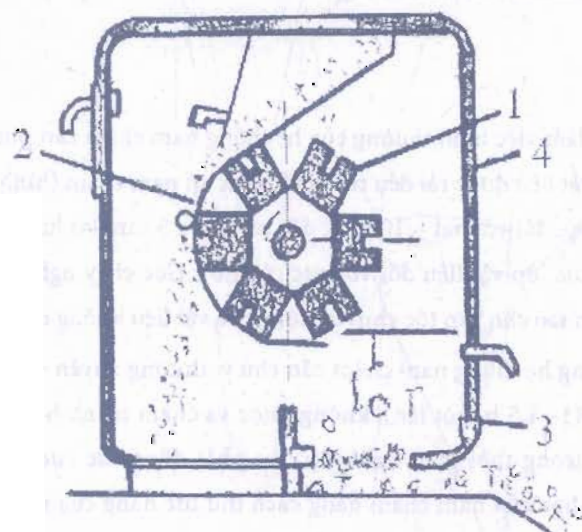
Bảng 4.3. Đặc tính kĩ thuật của cột nam châm MK và MKL

Thông số kĩ thuật	Cột nam châm						
	MK- 1400	MK- 700	MKL- 6	MKL- 8	MKL- 12	MKL- 20	MKL- 30
Chiều dài đường nam châm, mm	1400	3x500	600	400	600	1000	1500
Số lượng thỏi nam châm	48	41	6	8	12	20	30
Khả năng nâng của một thỏi, kg	12	12	12	12	12	12	12
Kích thước bao, mm							
Dài	1050	740	352	404	508	716	976
Rộng	940	700	370	370	370	370	370
Cao	1620	1280	700	700	700	800	800
Khối lượng, kg	120	124	25,5	32	44	65	89

Trên hình 4.9 là sơ đồ nguyên lý của thiết bị phân loại nam châm quay của Thụy Điển.

Máy có một hệ thống nam châm quay 1, vỏ bao che 2, máng 3 và thân máy 4. Khi hỗn hợp nguyên liệu, sản phẩm đi vào máy thì các phần tử kim loại bị nam châm quay hút ép vào vỏ bao che rồi trượt trên bề mặt ngoài của vỏ này theo chiều quay của nam châm và sau đó bị tách ra rơi vào máng 3. Vỏ bao che và thân máy đều được chế tạo bằng vật liệu không nhiễm từ.

Các thông số của máy cho ở bảng 4.4.



Hình 4.9. Sơ đồ thiết bị phân loại nam châm của Thụy Điển

Bảng 4.4. Đặc tính kĩ thuật của thiết bị phân loại nam châm của Thụy Điển

Kích thước bao			Số vòng quay, vg/ph	Năng suất (tính theo hạt), kg/h	Khối lượng, kg
Dài	Rộng	Cao			
370	510	476	90	7000	40
670	510	476	90	14000	70
820	510	476	90	20000	85
1120	510	476	90	30000	115
1420	510	476	90	40000	145
1720	510	476	90	50000	175

Số lượng nam châm với điều kiện cụ thể thường lựa chọn tùy theo năng suất của dây chuyền nâng vận chuyển nguyên liệu vào máy, hay tùy thuộc theo năng suất của máy nghiền. Thực tế chứng tỏ rằng 1 mm bề rộng của thỏi nam châm bình thường có thể lọc qua được 3,5 – 3,7 kg nguyên liệu trong một giờ. Đại lượng đó gọi là năng suất riêng và kí hiệu qkg/hmm. Do đó với chiều rộng tổng cộng của nhiều thỏi nam châm đặt liền nhau trong một dãy hay nói cách khác với chiều dài làm việc tổng cộng của hệ thống (L, mm) thì năng suất của nó sẽ bằng:

$$Q = q.L \qquad (4.36)$$

Nếu cho trước năng suất Q, kg/h thì chiều dài làm việc cần thiết của hệ thống sẽ là:

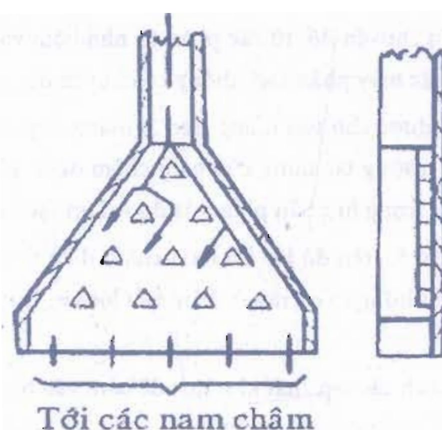
$$L = \frac{Q}{q} \text{ mm} \qquad (4.37)$$

Và số thỏi nam châm n cần có, với chiều rộng mỗi thỏi là b, mm bằng:

$$n = \frac{L}{b} \qquad (4.38)$$

Để đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của hệ thống nam châm cần phải: bố trí mảng phân phối vật liệu trên hệ thống để cho vật liệu được rải đều trong khu vực có nam châm (hình 4.10). Ngoài ra còn chọn chiều dày lớp vật liệu thích hợp: đối với hạt – 10 mm, đối với bột – 5 mm (vì lực hút của nam châm yếu dần theo khoảng cách chiều dày của lớp vật liệu đối với cực của nó). Góc chảy nghiêng hướng vật liệu tới nam châm phải chọn theo tính toán sao cho vận tốc chuyển động của vật liệu không quá 0,5 m/s.

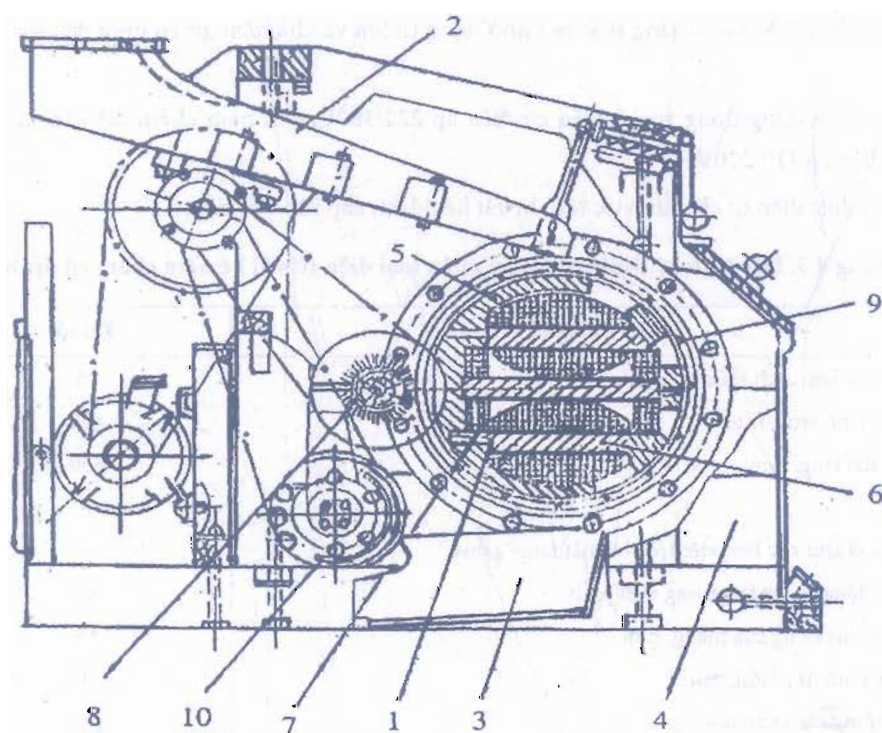
Trong quá trình sử dụng hệ thống nam châm cần chú ý: thường xuyên cạo sạch lớp các tạp chất kim loại bám trên cực nam châm (1– 1,5 h một lần); không được va chạm mạnh hoặc rung mạnh các thỏi nam châm để tránh mất từ tính; trong thời gian nghỉ việc lâu phải đóng các cực nam châm bằng tấm thép; thường xuyên kiểm tra độ từ hóa của nam châm bằng cách thử lực nâng của nó; khi mất từ tính phải đem nam châm đi luyện lại.



Hình 4.10. Tấm phân phối

4.2.3.2. Máy phân loại điện từ

Trong công nghiệp sản xuất lương thực, thực phẩm ngoài việc sử dụng nam châm vĩnh cửu người ta sử dụng máy phân loại điện từ để tách tạp chất sắt ra khỏi nguyên liệu, sản phẩm. Máy phân loại điện từ có hai loại: loại thứ nhất với hệ nam châm cố định, loại thứ hai với hệ nam châm quay. Trên hình 4.11 là sơ đồ cấu tạo máy phân loại điện từ với hệ nam châm cố định.



Hình 4.11. Máy phân loại điện từ với hệ nam châm cố định

Phía trong tang quay rỗng làm bằng vật liệu mỏng không nhiễm từ lắp hệ nam châm điện 1 với các cực xếp xen kẽ nhau theo chiều chuyển đổi từ các phân tử nhỏ bám vào tang quay và đảm bảo hiệu suất làm sạch sản phẩm cao hơn so với các máy phân loại không có chuyển đổi từ.

Sản phẩm cần làm sạch được cho vào máng treo 2, máng này sẽ phân phối đều vật liệu suốt chiều dài của tang. Các tạp chất ra khỏi trường tác dụng của nam châm điện. Khi đã tách khỏi tang thì chúng rơi vào thùng chứa 3 dưới tác dụng của trọng lực. Sản phẩm đã được làm sạch ra khỏi máy qua cửa số 4.

Hệ điện từ gồm có giá đỡ 5, trên đó lắp bộ nam châm điện 6. Các nam châm điện được kẹp chặt vào giá bằng các bulông và vặn vào những lỗ có sẵn ở thân mỗi lõi sắt. Cuộn dây được quấn bằng dây đồng П6Д với đường kính d = 1,15 mm.

Bề mặt tang được quét sạch các tạp chất kim loại đã bám vào bằng chổi quay 8.

Có thể điều chỉnh tác dụng của máy phân loại bằng cách lắp giá đỡ với một cơ cấu đặc biệt theo một góc tương ứng với đường trục của tang.

Phía dưới tang nơi đã không còn chịu lực tác dụng của dòng từ, các tạp chất kim loại có thể còn chuyển động chậm va bám lại vào mặt tang. Để khắc phục hiện tượng này người ta lắp thêm thanh gạt nằm ngang 9 vào bề mặt của tang.

Máy phân loại chỉ làm việc với mạng điện một chiều hoặc với mạng điện xoay chiều qua chỉnh lưu. Máng nạp liệu, cơ cấu chổi quay và tang chuyển động nhờ động cơ điện 10. Dây điện luồn dưới cuộn dây qua các lỗ khoan trên các bản cực của giá nam châm điện.

Một số đặc tính kĩ thuật của máy phân loại điện từ sử dụng với hệ nam châm cố định được giới thiệu trên bảng 4.5

Máy phân loại điện từ có năng suất cao nhờ dòng từ lớn và khả năng phân phối đều sản phẩm trên bề mặt làm việc.

Động cơ điện dùng dòng xoay chiều có điện áp 220/380V, còn nam châm điện thì dùng dòng điện một chiều với điện áp 110/220V.

Máy phân loại điện từ chỉ làm việc tốt khi vật liệu được cấp vào đều đặn.

Bảng 4.5. Đặc tính kỹ thuật của máy phân loại điện từ với hệ nam châm cố định

Các thông số	Trị số
Năng suất làm sạch thức ăn chăn nuôi, t/h	15
Đường kính tang, mm	450
Chiều dài tang, mm	650
Số cực	5
Từ cảm ở khu vực làm việc trên bề mặt tang, gams	-
Số dao động của máng trong một phút	300
Biên độ dao động của máng, mm	10
Đường kính dây П6Д, mm	1,15
Khối lượng các cuộn dây, kg	100
Công suất cần thiết, kW	0,7
Công suất động cơ điện, kW	1

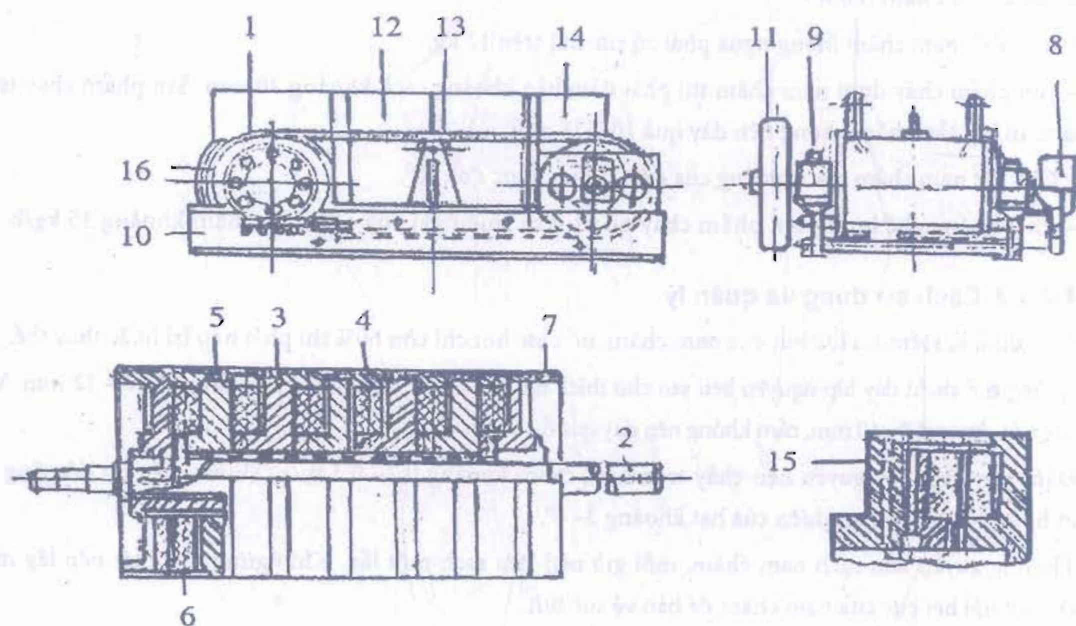
Ngoài máy phân loại điện từ với hệ nam châm cố định còn có máy phân loại điện từ với hệ nam châm quay (hình 4.12).

Máy này dùng để làm sạch tạp chất kim loại khi vận chuyển bằng băng tải lương thực, thức ăn chăn nuôi…

Bộ phận chính của máy là một hệ nam châm nhiều cực quay 1 lắp trong tang dẫn của băng tải. Hệ nam châm gồm có trục 2, trên đó gắn các đĩa thép 3. Tại các rãnh của đĩa là các cuộn dây hình trụ 4.

Để bảo vệ các cuộn dây tránh hư hỏng, người ta cố định các cuộn dây đó bằng các vòng khâu 5 làm bằng đồng thanh hoặc thép không gỉ. Các vòng khâu này nằm ở vị trí trung gian giữa các cực. Tất cả các chi tiết của hệ nam châm được kẹp chặt với hai mâm ép 7 từ hai phía bởi các bulông 6. Các mâm ép chế tạo bằng vật liệu không nhiễm từ.

Dòng điện một chiều đi vào cuộn dây qua chổi cố định quét trên các vòng khâu lắp cứng ở trục 2. Chổi quay và các vòng tiếp điện được hộp 8 bảo vệ. Trục hai của hệ nam châm quay trong các gối trục 9 lắp trên khung 10 và nhận chuyển động quay qua puly 11 từ hệ truyền động chung hoặc độc lập.



Hình 4.12. Máy phân loại điện từ với hệ nam châm quay

Băng 12 tựa trên các trục lăn đỡ 13. Các thành chắn 14 dùng để cố định tiết diện lớp vật liệu trên băng. Để làm nguội các cuộn dây người ta có thể chừa ra các rãnh 15.

Máy phân loại này làm việc với dòng điện một chiều có hiệu điện thế 110V hoặc 220V.

Khi tang dẫn quay sản phẩm đã được làm sạch rời khỏi băng ở góc ¼ thứ nhất của tang dẫn 16 dưới tác dụng của lực ly tâm, còn các tạp chất kim loại thì bám vào bề mặt của băng, được tang quay mang đi rồi rơi ra ngoài.

Các máy phân loại điện từ với hệ nam châm quay được chế tạo với đường kính tang D = 500 ÷ 630 mm và chiều dài L = 800 ÷ 1000 mm. Vận tốc vòng của tang 0,9 – 1,2 m/s. Công suất cần thiết 1,1 ÷ 1,7 kW.

4.2.4. Nguyên tắc đặt nam châm và cách sử dụng

4.2.4.1. Nguyên tắc đặt nam châm

Các vị trí cần đặt

Thiết bị nam châm có hai loại: nam châm vĩnh cửu và nam châm điện. Trong các nhà máy xay phổ biến là dùng nam châm vĩnh cửu. Các vị trí cần đặt nam châm là:

- Chỗ nguyên liệu vào: sau khi ở sàng tạp chất đầu tiên ra.

- Trước khi đóng bao (sản phẩm chính và sản phẩm phụ), trước máy xay, máy xát, mấy đập râu.

Chỉ tiêu đặt nam châm

Theo quy định chung, có 3 mức đặt nam châm như sau:

- Sau sàng chấn động, trước máy đập râu cứ ứng với năng suất 1000kg thóc/h thì đặt 3 thỏi.

- Trước mỗi máy xay, máy xát đặt 6 thỏi.

- Trước khi đóng bao cứ ứng với năng suất 1000 kg thóc/h thì đặt 10 thỏi.

Quy cách của nam châm

- Mỗi thỏi nam châm móng ngựa phải có sức hút trên 12 kg.

- Sản phẩm chảy dưới nam châm thì phải đảm bảo khoảng cách khoảng 20 mm. Sản phẩm chảy trên nam châm thì lớp sản phẩm không nên dày quá 10 - 15 mm.

- Chỗ đặt nam châm góc nghiêng của ống không được quá 40^0.

- Phải khống chế lượng sản phẩm chảy qua 1 mm chiều dài của cục nam châm khoảng 35 kg/h.

4.2.4.2. Cách sử dụng và quản lý

Phải định kì kiểm tra lực hút của nam châm, nếu lực hút chỉ còn 60% thì phải nạp lại hoặc thay thế.

Khống chế chiều dày lớp nguyên liệu sao cho thích hợp. Với thóc gạo không nên dày quá 10 - 12 mm. Với trấu không nên dày quá 8- 10 mm, cám không nên dày quá 3- 5 mm.

Đảm bảo vận tốc nguyên liệu chảy trên nam châm khoảng 0,2- 0,3 m/s. Thường lấy độ dốc ống tự trượt lớn hơn góc nghiêng tự nhiên của hạt khoảng 3- 6^0.

Thường xuyên làm sạch nam châm, mỗi giờ nên làm sạch một lần. Khi ngừng sản xuất nên lấy một miếng sắt dày nối hai cực của nam châm để bảo vệ sức hút.

Trong khi lắp, vận chuyển nam châm không nên quăng quật và chạm mạng để tránh tổn hại từ tính.

Mặt trên của thiết bị nam châm cố gắng đặt hút bụi.

CHƯƠNG 5

MÁY PHÂN LOẠI THEO KHỐI LƯỢNG RIÊNG VÀ PHÂN LOẠI BẰNG KHÔNG KHÍ

5.1. MÁY PHÂN LOẠI THEO KHỐI LƯỢNG RIÊNG

5.1.1. Khái niệm và phân loại

Ở các nhà máy chế biến gạo, bột và thức ăn hỗn hợp cho gia súc, khâu tách tạp chất như: sắt, thép, đá, sỏi, cát, các loại rác bao giờ cũng được phân loại trước khi chế biến.

Trong khối hạt thường có chứa các tạp chất như đá, sỏi, đất vón cục, xỉ, mảnh kính vỡ... những tạp chất này gọi chung là tạp chất khoáng.

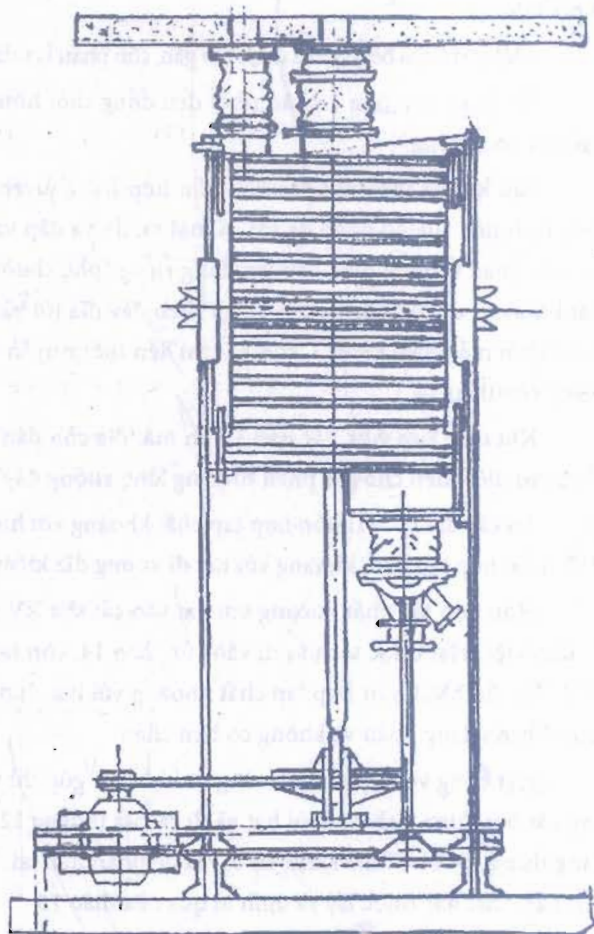
Các tạp chất khoáng lẫn vào khối hạt làm ảnh hưởng xấu đến các quá trình chế biến và làm giảm chất lượng của thành phẩm, vì vậy việc loại bỏ chúng là rất cần thiết. Theo tiêu chuẩn quy định thì tỷ lệ tạp chất khoáng trong khối hạt sau khi làm sạch không được chứa quá 0,3% trong đó 0,1% là sỏi và 0,05% là xỉ và quặng.

Tạp chất khoáng có kích thước hình học giống như hạt nên rất khó phân loại bằng sàng. Muốn tách được chúng thì cần phải dựa vào sự khác nhau về khối lượng riêng của chúng đối với hạt.

Trong các xí nghiệp chế biến lương thực và thức ăn chăn nuôi thường người ta dùng máy gằn đá để thực hiện quá trình tách các tạp chất này (hạt có khối lượng riêng khoảng 1,3–1,4T/m^3; tạp chất khoáng 2,6– 2,7T/m^3). Nguyên lý chung của các máy gằn đá là dựa vào cơ sở chung của hiện tượng tự phân loại theo khối lượng riêng của hỗn hợp hạt và kết thúc bằng sự phân tán cơ học của hỗn hợp đó.

Theo cấu trúc của bộ phận làm việc chính, máy gằn đá được chia thành ba loại:

1. Máy gằn đá có bề mặt làm việc hình nón
2. Máy gằn đá có bề mặt làm việc dạng lưới phẳng



Hình 5.1. Máy gằn đá 3KГ

3. Máy gằn đá có mặt lưới được thổi không khí từ dưới lên.

Những máy thuộc hai loại đầu chuyển động tịnh tiến tròn, còn những máy thuộc loại thứ ba chuyển động tịnh tiến qua lại.

Dưới đây là một số máy gằn đá trong và ngoài nước.

5.1.2. Một số loại máy gằn đá

5.1.2.1. Máy gằn đá Grigôrôvich

Máy gằn đá Grigôrôvich có cấu tạo gồm hai hộp đĩa giống nhau và cùng tiến hành chuyển động lắc tròn nhờ cơ cấu lệch tâm. Hình dạng bề ngoài và bộ phận truyền động của nó tương tự như rây tầng (hình 5.1).

Máy gằn đá Grigôrôvich được chế tạo thành hai mẫu: 3K– 15M gồm 18 tầng đĩa và 3 KГ gồm 16 tầng đĩa. Trong hai mẫu đó tương ứng có 14 và 12 đĩa làm việc, 3 đĩa kiểm tra và 1 đĩa góp.

Ở hình 5.2 là máy gằn đá 3K– 15M. Máy gồm có hai thân, mỗi thân chia ra làm hai ngăn, mỗi ngăn có 18 tầng đĩa xếp chồng nọ lên chồng kia.

Trong mỗi tầng có bộ phận tách đá sỏi bằng kim loại, gồm đĩa 8 dạng nón cụt, vành bao 7, tấm chắn 6 và phễu 5.

Một phần của bề mặt đĩa được tạo gân, còn phần kia của đĩa 4 phẳng nhẵn và được giới hạn bởi tấm chắn.

Bộ phận nạp liệu 1 phân phối đều đồng thời hỗn hợp hạt vào các ống 9 của mười bốn tầng đĩa cùng làm việc song song.

Sau khi đã vào trên các đĩa, hỗn hợp hạt chuyển động ngược chiều kim đồng hồ chậm hơn chuyển động tịnh tiến của bộ phận đá sỏi. Ngoài ra, do va đập vào vành bao và chịu ảnh hưởng của bề mặt hình nón mà mỗi phân tử thực hiện chuyển động riêng (phụ thuộc vào khối lượng riêng của nó): những hạt nặng (tạp chất khoáng) chìm xuống dưới, trượt theo đáy đĩa tới vành bao 7 và dịch chuyển dần đến phần nhẵn của đĩa rồi ra khỏi máy theo kênh 2, còn hạt thì liên tục chuyển động theo đường xoáy ốc tới trung tâm phễu 5 và đi xuống cửa tháo 14.

Khi máy làm việc, các gân 3 trên mặt đĩa côn đánh tơi lớp hạt ở phía dưới, tăng cường độ di động của nó và tạo điều kiện cho các phần tử nặng lắng xuống đáy đĩa.

Từ các đĩa I – VII hỗn hợp tạp chất khoáng với hạt đi xuống đĩa kiểm tra XV. Từ các đĩa còn lại (VIII– XIV), hỗn hợp tạp chất khoáng với hạt đi xuống đĩa kiểm tra XVI.

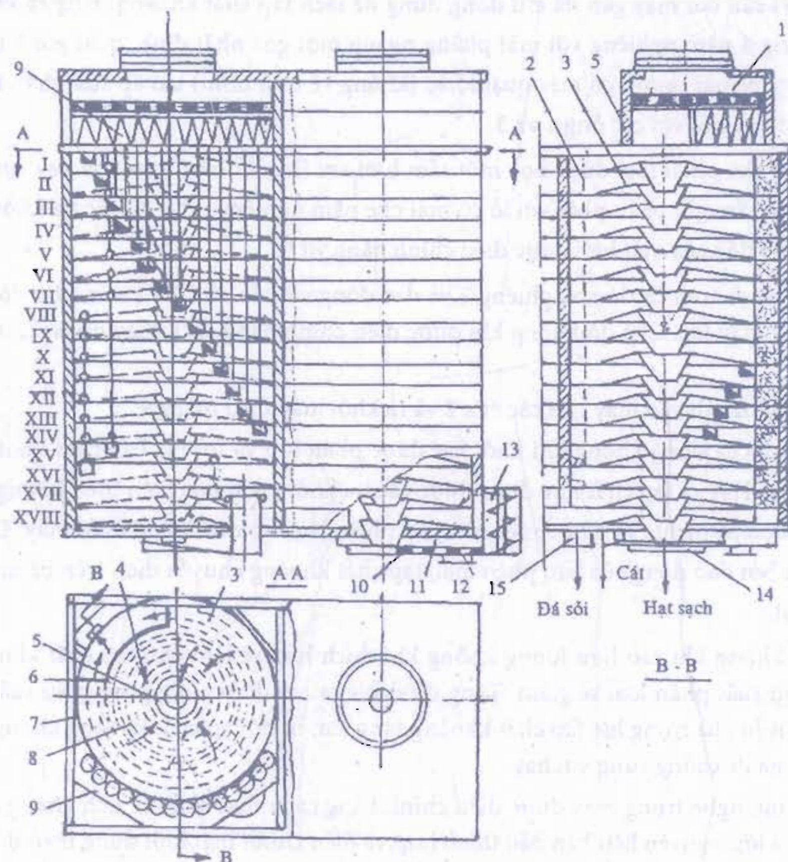
Hỗn hợp tạp chất khoáng với hạt vào các đĩa XV và XVI được tiến hành tự phân loại giống như ở các đĩa làm việc. Hạt được tách ra đi vào cửa tháo 14, còn tạp chất khoáng thì từ các đĩa này đổ vào đĩa kiểm tra XVII. Từ đĩa XVII hỗn hợp tạp chất khoáng với hạt được chuyển xuống đĩa góp XVIII. Đĩa góp chỉ khác đĩa trên về hình dạng phễu và không có tấm chắn.

Hạt cùng với tạp chất khoáng ra khỏi đĩa góp thì vào hộp chứa 11, ở đây có lắp lưới sàng 10. Nhờ lưới sàng cát bụi được tách ra khỏi hạt và đi ra cửa thoáng 12. Hạt cùng tạp chất khoáng còn lại theo bề mặt xoắn thẳng đứng 13 trở về đĩa kiểm tra XVII để phân loại lại. Trên đĩa góp còn lại chủ yếu là tạp chất khoáng (đá, sỏi). Tạp chất này được lấy ra định kì qua cửa tháo 15.

Nguyên lý làm việc của máy gằn đá 3KГ cũng tương tự như máy 3K– 15M.

Muốn cho máy làm việc được bình thường cần phải nạp liệu đều đặn và liên tục, bởi vì nạp liệu không đầy đủ thì tạp chất khoáng sẽ rơi xuống các đĩa kiểm tra quá nhiều và làm bẩn khối hạt đã sạch.

Đặc tính kĩ thuật của các máy gằn đá Grigôrôvich cho ở bảng 5.1.



Hình 5.2. Máy gằn đá 3K– 15M

1. Bộ phận nạp liệu; 2. Kênh đá sỏi; 3. Gân; 4. Mặt đĩa phẳng; 5. Phễu; 6. Tấm chắn; 7. Vành bao; 8. Đĩa; 9. Ống dẫn liệu; 10. Lưới sàng; 11. Hộp chứa; 12. Cửa tháo bụi; 13. Bề mặt xoắn thang đứng; 14. Cửa tháo hạt; 15. Cửa tháo đá sỏi.

Bảng 5.1

Các thông số	3K– 15M	3KΓ
Năng suất, t/h	15	8
Số vòng quay của trục chính, vg/ph	210	210
Độ lệch tâm, mm	38	38
Đường kính đĩa, mm	770	898
Kích thước tầng đĩa, mm	1600 x 930	1080 x 932
Lượng không khí tiêu tốn, m^3/ph	18	9
Công suất động cơ, kW	5,5	3
Kích thước bao, mm		
Dài	2830	2830
Rộng	1840	1320
Cao	3390	3390
Khối lượng máy, kg	2970	1830

5.1.2.2. Máy gần đá khí động

Ở hình 5.3 là cấu tạo máy gần đá khí động dùng để tách tạp chất khoáng nặng ra khỏi hạt. Máy gồm có bàn chải khí động 4 nằm nghiêng với mặt phẳng ngang một góc nhất định, quạt gió 6 thổi không khí và mặt lưới từ dưới lên. Ngoài ra còn có một quạt khác (không vẽ trên hình) tạo áp suất thấp trong các lớp trên của sản phẩm. Quạt này nối với các ống 1 và 3.

Mặt trên của bàn phân loại được bọc một tấm lưới sợi (bảy lỗ trên 1cm², bề dày sợi 0,9 mm). Ở mặt dưới của nó được lắp tấm ghi phân phối với lỗ có mái che nằm nghiêng, nhờ đó các tia không khí có thể thổi xiên vào mặt lưới. Độ dốc của mặt lưới được điều chỉnh bằng vít 5.

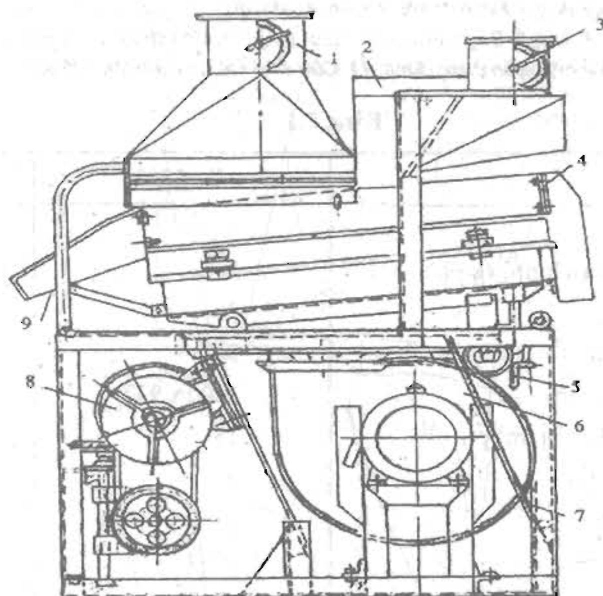
Bàn phân loại tựa trên các lò xo nghiêng 7 và dao động với tần số 1,5– 2 mm nhờ động cơ 8. Quạt gió 6 hút không khí qua máy lọc. Chế độ không khí được điều chỉnh bằng cách thay đổi vị trí của các van trong ống 1 và 3.

Sản phẩm ban đầu đi vào máy qua các cửa 2 và ra khỏi máy theo máng 9.

Dưới tác dụng của dòng không khí khối hạt được phân lớp và tơi ra. Tạp chất khoáng nặng hơn hạt nằm lại trên mặt lưới. Hạt và tạp chất nhẹ được được các tia không khí nâng lên theo hướng xiên đối với mặt lưới rồi rơi xuống theo trọng lực và cứ tiếp tục như thế nhiều lần cho đến khi ra khỏi máy. Dưới tác dụng của lực quán tính tạo ra bởi dao động của bàn phân loại, tạp chất khoáng chuyển dịch trên bề mặt lưới theo chiều ngược lại đối với hạt.

Tăng lượng không khí cao hơn lượng không khí thích hợp sẽ làm cho tạp chất khoáng rời khỏi mặt lưới và như vậy hiệu suất phân loại sẽ giảm. Tăng độ dốc của mặt lưới cũng giảm hiệu suất phân loại vì lúc này phân lực tiếp tuyến của trọng lực tạp chất khoáng tăng lên, từ đó tạp chất khoáng không thể dịch chuyển lên phía trên được mà đi xuống cùng với hạt.

Quá trình công nghệ trong máy được điều chỉnh bằng cách thay đổi thể tích không khí do quạt cung cấp, chọn bề dày của lớp nguyên liệu ban đầu thích hợp và điều chỉnh mặt lưới đúng theo độ dốc đã được xác định. Bảng 5.2 cho một số đặc tính của máy gần đá khí động.



Hình 5.3. Máy gần đá khí động

1,3. Các ống dẫn không khí; 2. Cửa nạp liệu; 4. Bàn khí động;
5. Vít điều chỉnh; 6. Quạt gió; 7. Lò xo; 8. Động cơ điện; 9. Máng tháo hạt sạch

Bảng 5.2. Đặc tính kĩ thuật của máy gắn đá khí động bMK- 15

Các thông số	Trị số
Năng suất, t/h	15
Hệ số làm sạch, %	95- 96
Diện tích bề mặt lưới, m^2	1,8
Biên độ dao động của bàn chải khí động, mm	2
Độ dốc của lưới đối với mặt phẳng ngang, độ	10
Góc nghiêng của lò xo đối với mặt phẳng thẳng đứng, độ	20
Số vòng quay của trục cơ cấu dao động, vg/ph	1100- 1250
Lưu lượng không khí cần thiết, m^3/h	5700
Công suất động cơ của quạt, kW	7
Công suất động cơ của cơ cấu gây dao động, kW	0,6
Kích thước bao	
Dài	1940
Rộng	1880

5.1.2.3. Máy gắn đá ĐS – 40A

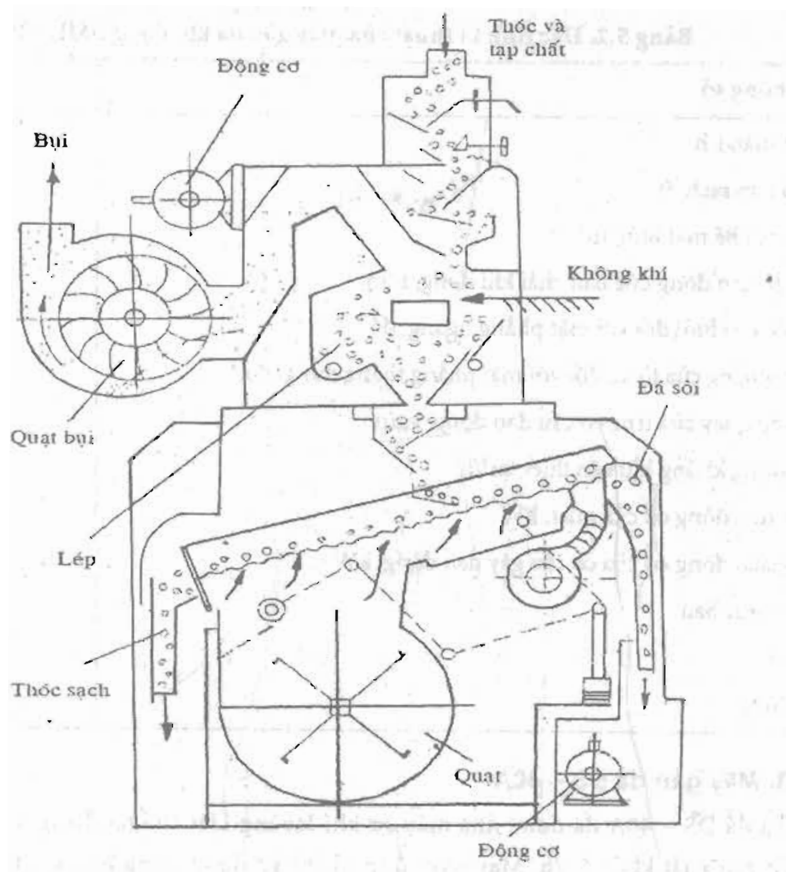
Máy gắn đá ĐS – 40A đã được nhà máy cơ khí Hoàng Liệt chế tạo hàng loạt để lắp trong tổ hợp thiết bị xay xát gạo xuất khẩu 6 t/h. Máy này cũng có thể sử dụng trong hệ dây chuyền chế biến thức ăn chăn nuôi.

Nguyên lý làm việc của máy gắn đá ĐS- 40A giống như máy gắn đá bKM- 15.

Ở hình 5.4 là sơ đồ cấu tạo của máy gắn đá ĐS- 40A.

Đặc tính kĩ thuật của máy gắn đá ĐS - 40A như sau

Các thông số	Trị số
Năng suất, t/h	6 – 7
Độ lệch tâm, mm	55
Công suất, kW:	
Cho bàn phân loại	1,7
Cho quạt	1,7
Khả năng tách đá sỏi, %	100
Khả năng tách lép lửng, %	41,23
Khả năng tách bụi, %	100
Kích thước bao, mm	
Dài	1370
Rộng	1020
Cao	2785



Hình 5.4. Sơ đồ, nguyên lý cấu tạo của máy gần đá ĐS– 40A

5.2. MÁY VÀ THIẾT BỊ PHÂN LOẠI BẰNG KHÔNG KHÍ

Ta biết rằng bất kì vật nào chuyển động trong buồng không khí đều bị cản, độ lớn của lực cản phụ thuộc vào trạng thái và hình dạng vật thể, trọng lượng cũng như vị trí của nó đặt trong dòng khí. Tính chất tổng hợp xác định khả năng chuyển động và phân loại hạt khi hạt dịch chuyển gọi là tính chất khí động.

Trong các xí nghiệp chế biến lương thực và thức ăn hỗn hợp, thường dùng khá phổ biến các thiết bị phân loại hỗn hợp bằng dòng khí. Phương pháp phân loại này gọi là phân loại bằng sức gió.

Khả năng chống lại sức đẩy của dòng khí gọi là độ cản gió của phần tử.

5.2.1. Quá trình phân loại bằng không khí

5.2.1.1. Vận tốc cân bằng của hạt

Nếu trong dòng không khí thẳng đứng có một số hạt vật liệu cần phân loại rơi xuống (hình 5.5) thì trên mỗi hạt sẽ chịu tác dụng của trọng lực G và lực cản của môi trường R (hay còn gọi là lực nâng hạt của dòng khí).

Trong những điều kiện đã cho thì những lực ấy thẳng đứng và ngược hướng. Mỗi một hạt sẽ được dịch chuyển về phía hợp lực của những lực ấy.

Khi R > G thì hạt sẽ chuyển động lên trên.

Khi R < G thì hạt sẽ chuyển động xuống dưới.

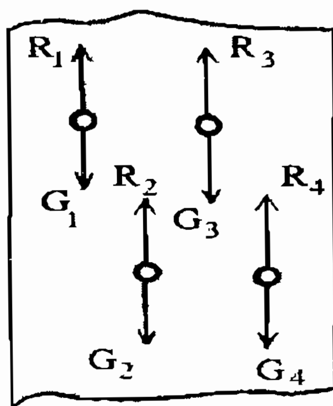
Khi R = G thì hạt sẽ đứng yên.

Như vậy sẽ xảy ra quá trình phân riêng chúng, tức là quá trình phân loại được thực hiện.

Để xác định khả năng phân riêng sản phẩm theo tính chất khí động lực, cần phải biết đại lượng của các lực tác dụng lên hạt theo dòng không khí.

Đại lượng G được xác định bằng trọng lực của hạt (trọng lượng) còn sức cản của môi trường có thể xác định theo công thức sau đây:

Dưới tác dụng chung của sự chuyển động của hạt trong dòng khí theo chiều thẳng đứng được đặc trưng bởi phương trình:



Hình 5.5. Sơ đồ tác dụng của không khí lên hạt

$$\frac{m.d.V_0}{dt} + R = G \qquad (5.1)$$

Trong đó:

m – khối lượng hạt, kg;

$V_0 = v - u$: vận tốc tương đối của hạt trong dòng khí, m/s;

v, u – vận tốc tuyệt đối của dòng khí và của hạt, m/s;

$\frac{dV_0}{dt}$ – gia tốc tương đối của hạt, m/s^2;

R – lực nâng hạt của dòng khí, N;

G = mg: trọng lực của hạt, N.

Để xác định lực nâng R ta dùng công thức Niutơn:

$$R = k.\rho.F_m.V_0^2, N \qquad (5.2)$$

Trong đó:

k– hệ số cản khí động của hạt (là đại lượng không có thứ nguyên), k phụ thuộc vào hình dạng, trạng thái bề mặt của hạt và chế độ của dòng khí bao quanh hạt;

ρ– khối lượng riêng của không khí, kg/m^3;

F_m– diện tích tiết diện cắt ngang của hạt, nghĩa là diện tích hình chiếu của hạt trên bề mặt thẳng góc với vectơ vận tốc của dòng khí, m^2.

Mặt cắt ngang của các hạt tạo thành hỗn hợp xác định rất khó, vì các hạt này có hình dạng không đối xứng và chúng lại chuyển động quay trong không khí. Xác định đại lượng R bằng thực nghiệm còn khó hơn, bởi vì muốn xác định được cần phải có những vật mẫu của hạt và tạp chất rồi đem thổi chúng trong ống khí động - việc làm này thực tế quá phức tạp.

Vì những lí do nêu trên, người ta phán đoán các tính chất khí động của các cấu tử hỗn hợp hạt và khả năng chia hỗn hợp đó theo vận tốc cân bằng của hạt (khi u = 0).

Vận tốc cân bằng của hạt tương đương với vận tốc dòng không khí giữ hạt ở trạng thái đứng yên hoặc chuyển động quay tại chỗ và được xác định theo công thức:

$$R = k.\rho.F_m.V_S^2 = G \quad (5.3)$$

Giả sử hạt có dạng hình cầu thì $G = \frac{\gamma g d^3}{6}$ và $F_m = \frac{\pi d^2}{4}$ (γ và d– khối lượng riêng và đường kính của hạt), thì vận tốc cân bằng sẽ bằng:

$$V_s = \sqrt{\frac{2d.\gamma.g}{3k.\rho.\pi}} \quad (5.4)$$

Lấy ρ= 1,2 kg/m³, ta có:

$$V_s = 5,4\sqrt{\frac{\gamma.d}{k}} \quad (5.5)$$

Nếu hạt không phải là hình cầu thì vận tốc cân bằng sẽ bằng:

$$V_S = 2,4\sqrt{\frac{\gamma.l}{k}} \quad (5.6)$$

Trong đó: $l = \sqrt[3]{a.b.c}$

a, b, c– chiều dài, chiều rộng và bề dày của hạt, m.

Vận tốc cân bằng V_S có thể xác định bằng thực nghiệm. Giá trị của nó và giá trị của hệ số cản khí động k đối với một số nguyên liệu dạng hạt cho ở bảng 5.3.

Bảng 5.3. Vận tốc cân bằng và hệ số cản khí động k đối với một số loại hạt

Các loại hạt	k	V_S, m/s
Thóc	-	9,0- 10,0
Lúa mì trắng	0,181- 0,265	8,9- 11,5
Lúa mì đen	0,160- 0,222	8,36- 9,80
Đại mạch	0,191- 0,272	8,41- 10,77
Mạch hoa	-	6,5- 6,9
Đậu Hà Lan	0,190- 0,229	15,50- 17,50
Đậu tương	0,115- 0,152	17,25- 20,10
Ngô	0,162- 0,236	12,48- 14,03

Sự khác nhau về vận tốc cân bằng của các cấu tử trong hỗn hợp hạt cho phép ta phân chia chúng theo các tính chất khí động.

5.2.1.2. Sơ đồ phân loai bằng sức gió

Đối với hạt lương thực, độ cản gió của hạt nguyên, hạt gãy, hạt lép rất khác nhau. Thường hạt gãy và hạt nguyên có vận tốc cân bằng giống nhau. Hạt lép thì có thể tách ra hoàn toàn khỏi hỗn hợp.

Nếu các phần tử có hệ số cản gió khác nhau thì vận tốc cân bằng của chúng cũng khác nhau, dựa vào sự khác nhau đó có thể phân loại hỗn hợp. Muốn phân tích quá trình phân loại dùng sức gió người ta sử dụng chỉ số độ cản gió riêng trung bình. Độ cản gió riêng tỷ lệ thuận với kích thước trung bình và tỷ trọng của hạt. Ngoài khối lượng tuyệt đối và tỷ trọng của hạt ra, độ lớn của hạt cũng đóng vai trò quan trọng.

Do đó hiệu suất phân loại theo các thông số khí động học được nâng cao nếu như trước khi phân loại bằng sức gió người ta tiến hành phân loại theo độ lớn bằng sàng.

Trên hình 5.6 như phân tích trên ta thấy rằng khi sử dụng sơ đồ phân loại này thì theo lý thuyết có thể phân chia hỗn hợp thành ba phần:

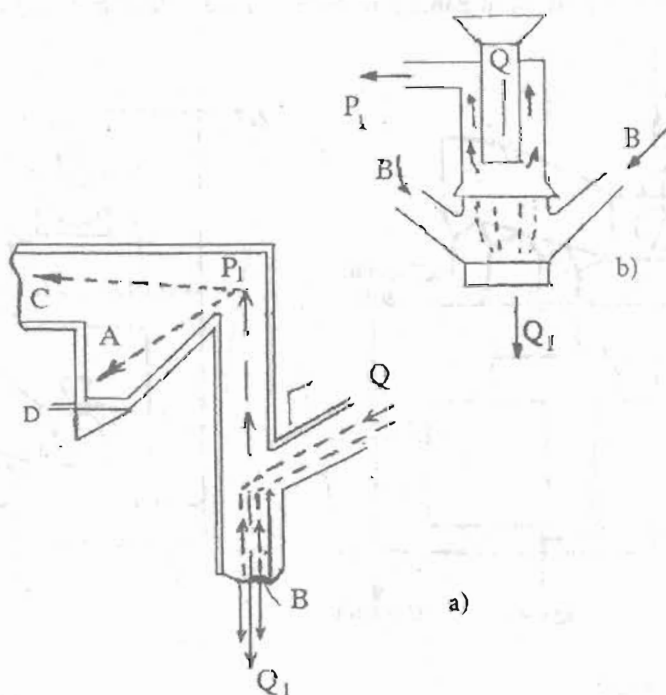
Phần 1: Các phần tử bay lên trên; phần 2: Các phần tử rơi xuống dưới và phần 3: Các phần tử nằm lại không chuyển động.

Kết quả của sự phân loại là thu được hai phần: một phần thoát ra ở cửa trên của thiết bị và một phần được lấy ra ở máng phía dưới.

Còn phần thứ ba thì hoặc bị dòng hạt kéo lên trên, hoặc bị kéo theo xuống phía dưới.

Vì vậy muốn phân loại tốt thì phải chọn vận tốc của dòng không khí thích hợp (xem bảng 5.3).

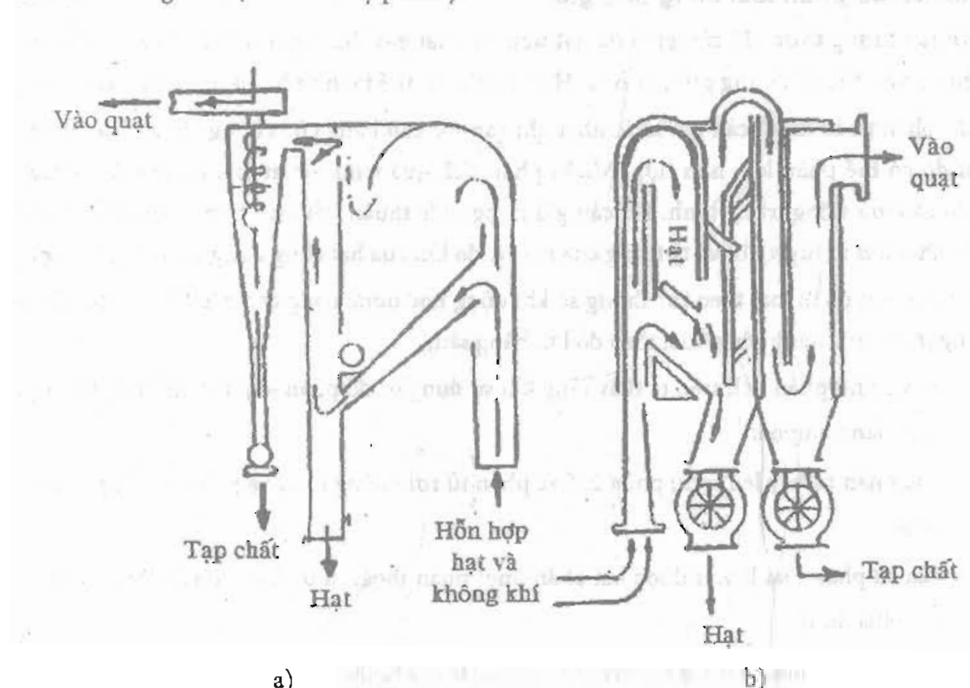
Do tác dụng của dòng không khí ta thu được hai phần Q_1 và P_1 khác nhau theo những tính chất khí động học. P_1 lại chia làm hai phần A và C. A có vận tốc cân bằng *lớn hơn* C.



Hình 5.6. Sơ đồ thiết bị phân loại dùng sức gió

a) Thiết bị tiết diện máng chữ nhật; b) Thiết bị tiết diện mang hình tròn

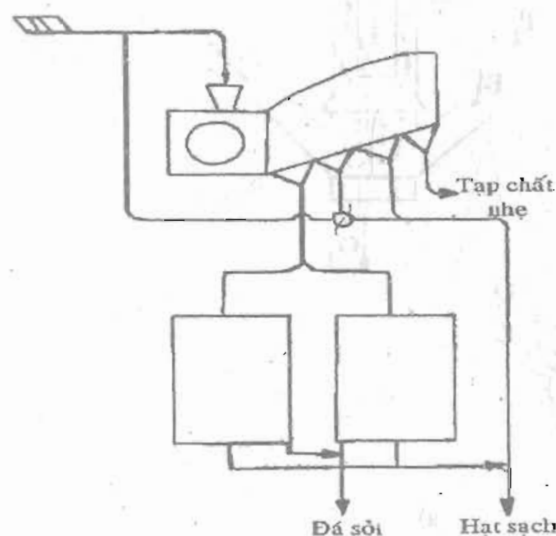
Trên hình 5.7 giới thiệu sơ đồ máy phân ly.



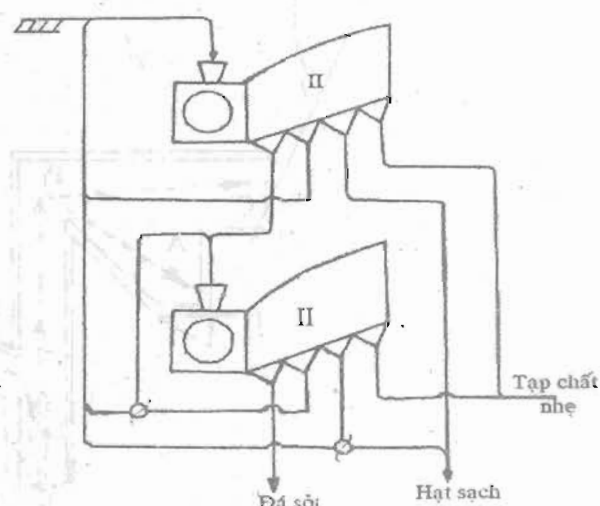
Hình 5.7. Sơ đồ máy phân ly
a) Kiểu trơn; b) Kiểu phức tạp

Trên hình 5.8, 5.9, 5.10 giới thiệu một số sơ đồ kết hợp để tách tạp chất.

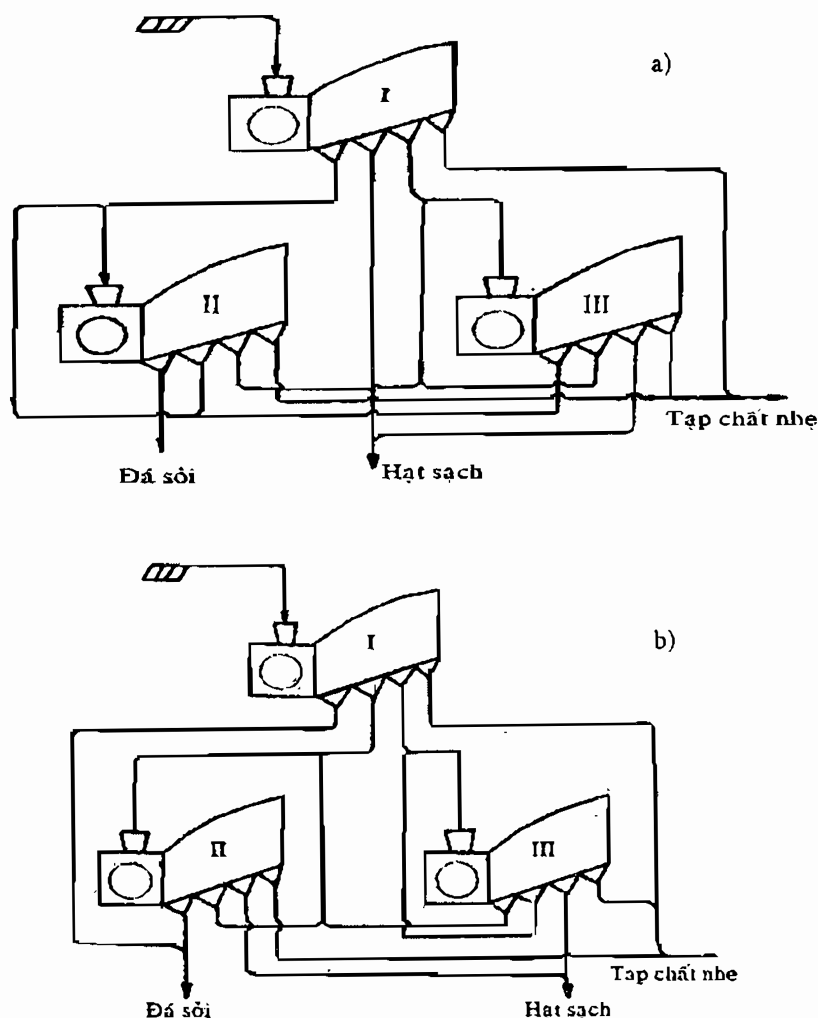
Ở nước ta, Trung Quốc, Nhật Bản... còn dùng quạt hòm để tách các tạp chất nhẹ và nặng trong khối lương thực



Hình 5.8.
Sơ đồ tổ hợp quạt hòm và máy gần đá để tách tạp chất nặng và nhẹ



Hình 5.9.
Sơ đồ tổ hợp hai quạt hòm để tách tạp chất nặng và nnẹ



Hình 5.10. Sơ đồ tổ hợp ba quạt hòm để tách tạp chất nặng nhẹ
a) Trường hợp thóc có ít đá sỏi; b) Trường hợp thóc có nhiều đá sỏi

5.2.2. Các thiết bị và máy làm sạch và phân loại bằng không khí

5.2.2.1. Một số công cụ đơn giản

a. Quạt tay

Phương pháp này đã có từ lâu đời, hầu hết các địa phương đều dùng, vì cấu tạo đơn giản, nhẹ nhàng, thích hợp với điều kiện kinh tế tiểu nông. Quạt tre dạng hình chữ nhật, có tay cầm và dán bằng giấy bản. Khi quạt mạnh tạo nên luồng gió ngang đủ lớn, thổi bay các tạp chất nhẹ trong thóc. Phương pháp này có nhiều nhược điểm; người sử dụng phải vận động sức mạnh toàn thân nên rất mau mệt, năng suất lao động thấp, chất lượng làm sạch chưa cao.

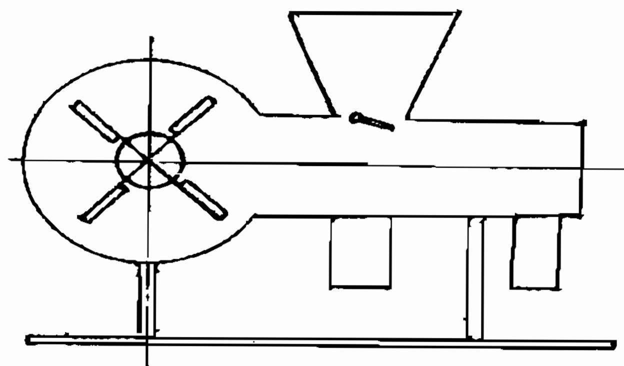
b. Rê gió

Trong quá trình lao động, nông dân đã biết lợi dụng sức gió để phục vụ cho mình. Phương pháp này khá phổ biến ở khu Bốn vì ở đây thường xuyên có gió mạnh. Để thuận tiện cho việc sử dụng, người ta đóng

một cái giá cao bằng tre hoặc gỗ trên đặt thùng đựng thóc, có cửa mở để điều chỉnh lượng thóc ra tùy theo sức gió mạnh hay yếu.

c. Quạt hòm

Quạt hòm là loại công cụ dùng làm sạch lưới tương đối tiến bộ. Cấu tạo gồm: quạt ly tâm bằng gỗ, buồng không khí, phễu chứa thóc và máng ra hạt (hình 5.11).



Hình 5.11. Sơ đồ quạt hòm

Vỏ quạt thuộc loại tròn, đồng tâm với bánh công tác có cánh. Các cánh quạt bằng gỗ đặt hướng tâm, bốn cánh. Phần nối dài của trục quạt lắp tay quay.

Buồng không khí đặt chính giữa quạt, tiết diện ngang có thể là hình vuông hoặc hình chữ nhật. Phía dưới buồng không khí đặt hai máng nghiêng để cho hạt chắc và hạt lửng thoát ra ngoài. Phễu chứa thóc có dạng hình chóp cụt, dưới đáy bố trí cửa ra hạt có tấm điều chỉnh lượng hạt. Quá trình làm việc như sau:

Người ta sử dụng quay tay với tốc độ đều, tạo nên luồng gió mạnh trong buồng không khí. Từ từ mở cửa ra hạt, giữ cho lượng cung cấp đều. Các tạp chất nhẹ bị thổi bay ra khỏi buồng, hạt chắc rơi ở cửa đầu gần quạt, hạt lơ lửng rơi ở cửa sau.

Qua kinh nghiệm sử dụng cho thấy, bên cạnh ưu điểm cấu tạo đơn giản, sử dụng dễ dàng quạt có một số nhược điểm sau:

– Quạt ít gió hoặc gió yếu.

– Năng suất và chất lượng làm sạch còn thấp.

– Cường độ lao động còn cao.

Hiện nay để khắc phục những nhược điểm này, một số hợp tác xã đã cải tiến quạt hòm bằng cách tăng số vòng quay của quạt lên gấp đôi, hoặc dùng động cơ để quay quạt, thay đổi kết cấu của vỏ...

Sau đây là một số đặc điểm kĩ thuật của quạt hòm:

Số vòng quay trung bình của quạt: 70 – 80 vg/ph.

Đường kính cánh quạt: 0,9 – 1,2 m.

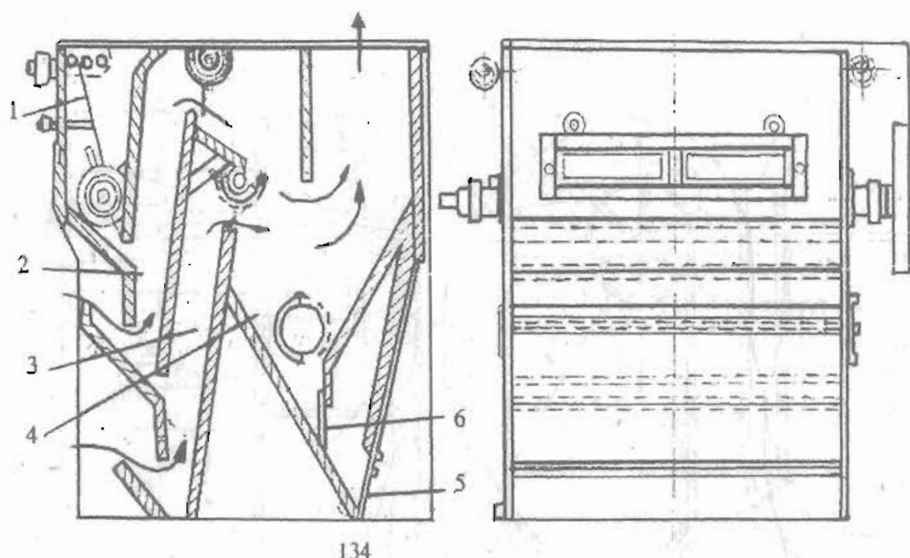
Máng ra thóc cao cách mặt đất: 20 – 30 cm.

Các kích thước khác của quạt thay đổi tùy theo từng địa phương, không theo quy định nào cả.

5.2.2.2. Một số máy và thiết bị phân loại sử dụng trong các xí nghiệp

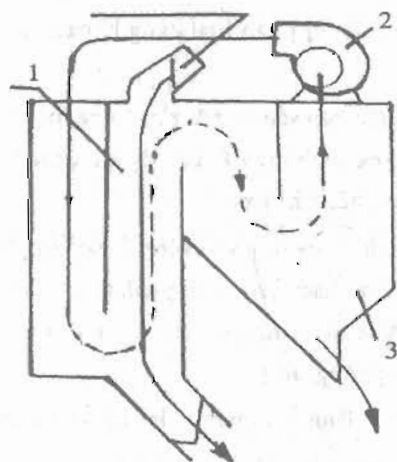
a. Thiết bị phân loại bằng không khí không tuần hoàn

Cấu tạo đơn giản nhất của thiết bị phân loại bằng không khí không tuần hoàn là một hộp ngăn thành nhiều kênh và được hút gió bên trong (hình 5.12).



Hình 5.12. Thiết bị phân loại bằng không khí không tuần hoàn
1. Cửa nạp liệu; 2,3. Các kênh gió; 4. Phòng lắng tạp chất; 5,6. Các van tự động tháo tạp chất

Hỗn hợp vào thiết bị qua cửa nạp liệu 1 rồi tới kênh 2 và xuống kênh 3. Dòng không khí hút các tạp chất và mang chúng đi lên theo các kênh đó rồi đưa vào phòng lắng 4. Để sử dụng hợp lý lượng không khí cần thiết đi qua các kênh 2 và 3, trong thiết bị được bố trí các cửa van: cửa thứ nhất trong hệ thống được khống chế bởi van có đối trọng, còn cửa thứ hai thì được khép kín bằng hai lá van đóng mở tự động 5 và 6. Để thay đổi khả năng phân loại của thiết bị, ở phía trên các kênh 2 và 3 bố trí các van chỉnh vận tốc dòng khí.



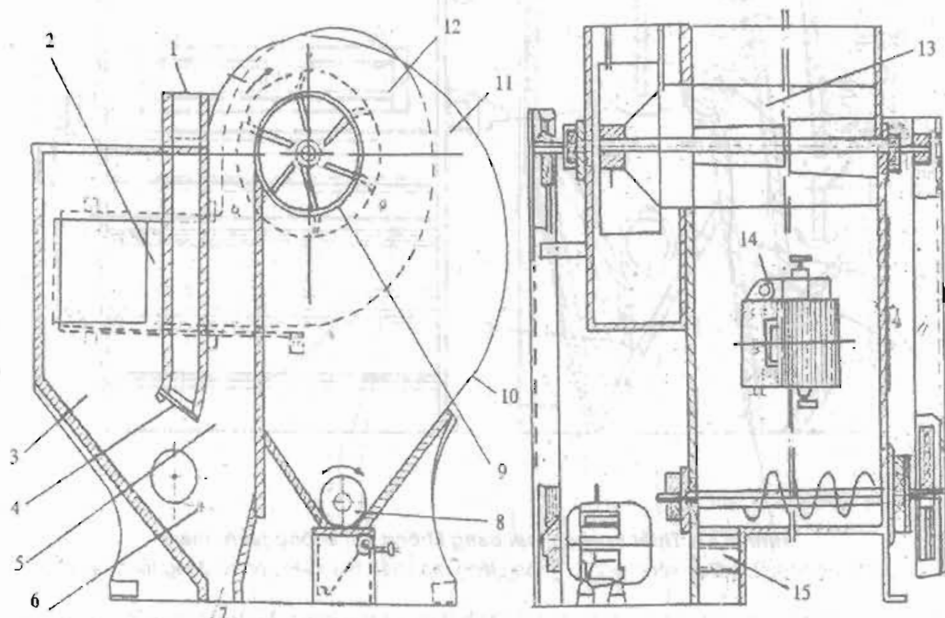
Hình 5.13. Sơ đồ nguyên lý làm việc của thiết bị phân loại bằng không khí tuần hoàn
1. Kênh phân loại; 2. Quạt gió; 3. Phòng lắng tạp chất

Với nguyên lý này, nguyên liệu gặp dòng khí hai lần nên hiệu suất làm sạch của thiết bị tương đối cao.

b. Thiết bị phân loại bằng không khí tuần hoàn

Ở hình 5.13 là nguyên lý làm việc của thiết bị phân loại bằng không khí tuần hoàn.

Luồng không khí được quạt hút xuyên qua dòng nguyên liệu ban đầu mang theo các tạp chất nhẹ và bụi vào phòng lắng. Không khí vào quạt đã được làm sạch lại bắt đầu trở về buồng và làm việc tạo thành một chu trình kín trong thiết bị.



Hình 5.14. Thiết bị phân loại bằng không khí tuần hoàn

1. Ống nạp liệu; 2. ống đẩy của quạt; 3. buồng làm việc; 4. van; 5. kênh gió; 6. tấm chắn phản xạ; 7. kênh tháo liệu; 8. vít tải; 9. cửa quạt; 10. thành phòng lắng; 11. phòng lắng; 12. quạt gió; 13. ống trụ; 14. van quay; 15. van tháo tạp chất

Ở hình 5.14 là cấu tạo của các thiết bị phân loại bằng không khí tuần hoàn với năng suất 2,5; 5,0 và 10 t/h.

Nguyên liệu hạt cần làm sạch được nạp vào ống 1. Khi trọng lực của nó đủ lớn thì tự mở van 4 và rơi lên tấm chắn phản xạ 6 rồi từ đó đi xuống kênh tháo 7. Tại đây khối hạt được gặp không khí hai lần, lần một trên tấm chắn phản xạ, lần hai dưới tấm chắn phản xạ.

Luồng không khí mang các tạp chất nhẹ đưa vào kênh 5 rồi vào phòng lắng 11. Ở đây dưới tác dụng của trọng lực và lực ly tâm, các phần tử bụi tách khỏi dòng khí, trượt theo thành kim loại 10 hoặc rơi xuống phần dưới của phòng lắng và được đưa ra ngoài nhờ cơ cấu vít tải 8. Van có đối trọng 15 có nhiệm vụ ngăn không cho không khí bên ngoài lọt vào phòng lắng.

Vận tốc dòng khí được điều chỉnh bằng van quay 14 lắp trong ống 2.

Năng suất của thiết bị được xác định theo tải lượng riêng trên 1 cm chiều dài kênh phân loại. Đối với thiết bị phân loại bằng không khí tuần hoàn thì tải lượng riêng bằng 50– 80 kg/hcm (giới hạn dưới thuộc các thiết bị có năng suất ≤ 2,5 t/h, giới hạn trên thuộc các thiết bị có năng suất 2,5 – 10 t/h).

Lượng không khí để làm sạch một tấn nguyên liệu hạt là khoảng 550 – 650 m^3 và để tách trấu trong 1 tấn sản phẩm xay là 750 – 850 m^3.

Khi làm sạch hạt khỏi tạp chất hoặc tách trấu trong sản phẩm xay thiết bị cần phân loại ít nhất là 80% tạp chất trong một lần, đồng thời hàm lượng hạt trong tạp chất không được vượt quá 1,5%.

Muốn đảm bảo cho thiết bị làm việc tốt khi vận hành cần chú ý: thiết bị phải hoàn toàn kín; quá trình nạp liệu phải được thực hiện đều đặn và liên tục; độ mở của van 4 phải nằm ở vị trí sao cho dòng hạt được gặp luồng không khí hai lần (vì tấm chắn phản xạ ngắn, nếu cửa van mở to quá hạt sẽ rơi thẳng xuống dưới mà không rơi vào tấm chắn phản xạ và như vậy dòng hạt chỉ gặp luồng không khí được một lần); vận tốc dòng khí phải được điều chỉnh sao cho hạt không bị cuốn theo với tạp chất vào phòng lắng.

c. Thiết bị phân loại bằng không khí 3ПА của Liên bang Nga

Thiết bị phân loại bằng không khí trong các xí nghiệp có hệ thống vận chuyển bằng sức gió để tách hạt ra khỏi không khí, vận chuyển nó và để làm sạch hạt khỏi tạp chất có tính chất khí động khác với hạt. Các thiết bị máy có ưu điểm là chỉ cần sử dụng một lượng không khí có thể vừa vận chuyển vừa làm sạch hạt.

Ở hình 5.15 là thiết bị phân loại bằng không khí 3ПА. Ống nằm ngang phía trên nối với quạt, cho nên tất cả phần trong của thiết bị nằm ở trạng thái chân không.

Hạt đi vào thiết bị qua ống nối 14 rồi chuyển động lên trên theo quán tính và rơi vào phòng lắng 16. Thắng được lực cản của van có đối trọng 5 dòng hạt rơi vào ống nối 13, từ đấy xuống van cống tháo liệu 12.

Không khí qua kênh 15 vào kênh thẳng đứng 6 rồi vào phòng lắng 7, từ đây ra khỏi thiết bị qua ống nối nằm ngang phía trên. Trên đường đi không khí xuyên qua dòng hạt đang chảy vào ống nối 13 lấy các tạp chất nhẹ mang về phòng lắng 7. Tạp chất được van cống 11 đưa ra ngoài. Chế độ không khí và hiệu suất làm sạch hat có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi vị trí của vách di động 3 nhờ cơ cấu 4.

Trở lực của thiết bị phân loại bằng không khí này có thể xác định theo công thức:

$$H = k.Q^2, N/m^2$$

Trong đó: Q– năng suất của thiết bị, m^3/ph;

k– hệ số trở lực của thiết bị, Nph^2/m^8; thường k= 0,75 – 0,8 Nph^2/m^8.

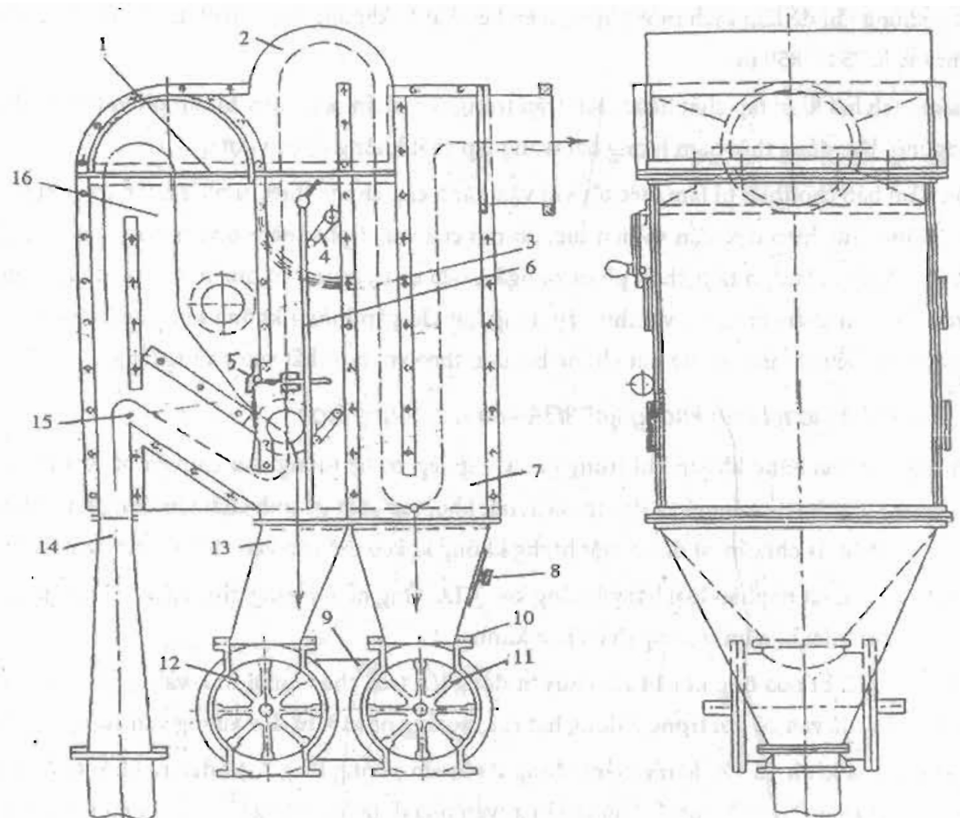
Vận tốc của dòng khí vào thiết bị thường chọn 20–22 m/s và trong kênh phân loại khoảng 4,5 –6 m/s. Tải lượng trên 1 cm chiều dài của kênh phân loại khoảng 85–110 kg/hcm.

Thực nghiệm trên thiết bị 3ПА trong sản xuất cho thấy, mỗi lần cho hạt qua thiết bị tách được 40 – 50% tạp chất trong khối hạt và hàm lượng hạt còn chứa trong tạp chất thải ra không quá 2%.

Ở bảng 5.4 là đặc tính kĩ thuật của thiết bị phân loại bằng không khí 3ПА (Liên bang Nga).

Bảng 5.4. Đặc tính kĩ thuật của thiết bị phân loại bằng không khí 3ПА

Các thông số	3ПА– 1,5	3ПА– 5	3ПА– 10
Năng suất, t/h	1,5	5	10
Năng suất trên 1m^2 chiếm chỗ của thiết bị, t/hm^2	3,0	5,2	6,5
Công suất lắp đặt đối với 1t của năng suất, kW	0,4	0,2	0,1
Khối lượng thiết bị tính cho 1t của năng suất thiết bị, kg	100	80	50
Chi phí không khí cho 1t của năng suất thiết bị, m^3/ht	60–120	180–380	140– 280
Trở lực khí động của thiết bị, N/m^2	350	350	350



Hình 5.15. Thiết bị phân loại bằng không khí 3ПА (Liên bang Nga)
1. vỏ thiết bị; 2. nắp thiết bị; 3. thành thiết bị; 4. tay quay; 5. van có đối trọng; 6,15. kênh phân loại khí động và không khí; 7. phòng lắng tạp chất; 8. cửa quan sát; 9. HGT bánh vít– TV; 10. mặt bích; 11,12. van cửa tháo hạt đã làm sạch tạp chất; 13. ống nối; 14. ống dẫn hạt cần vận chuyển; 16. phòng lắng hạt.

d. Máy phân loại bằng lưới sàng và không khí

Trên hình 5.16 cho một ví dụ về máy phân loại bằng lưới sàng và không khí dùng để làm sạch và phân riêng hạt hướng dương. Theo chiều cao của máy có thể chia ra ba phần:

1. Vùng phân loại bằng không khí để làm sạch hạt;

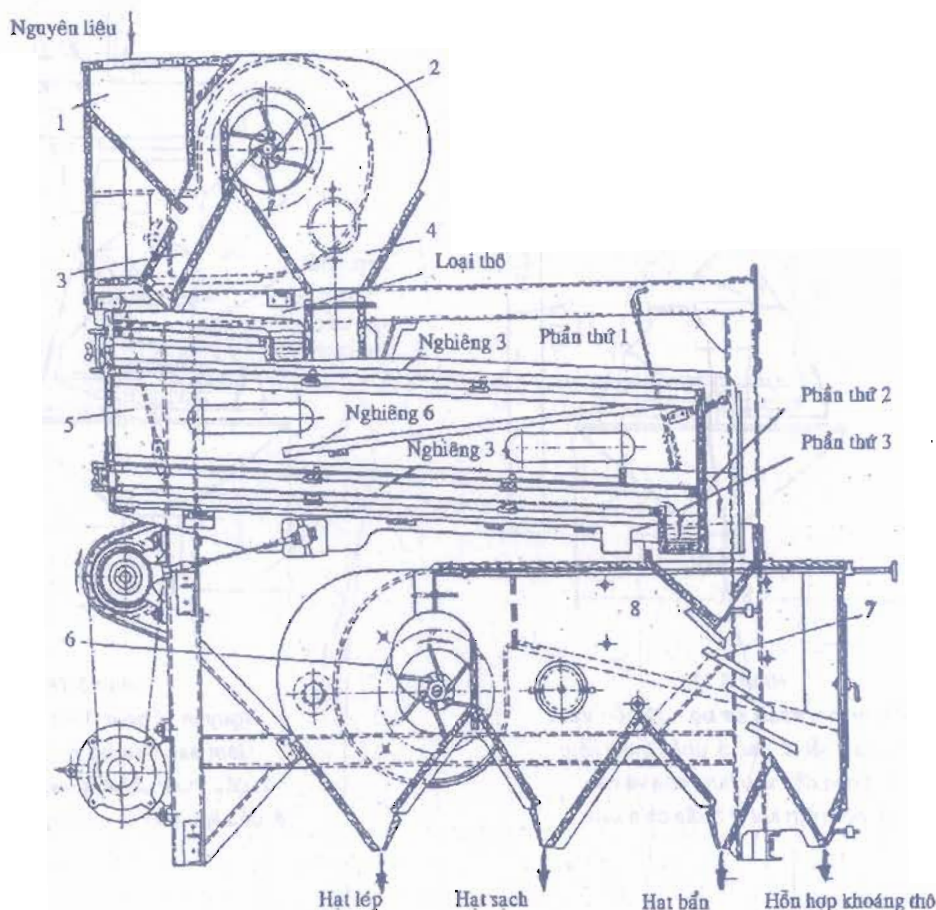
2. Thân sàng để phân riêng hạt theo độ lớn ra ba thành phần hạt;

3. Vùng phân loại bằng không khí để chia từng loại theo độ lớn của hạt ra thành phần riêng theo tính chất khí động lực.

Hạt đi vào buồng 1. Quạt 2 hút khí kéo sản phẩm vào ống 3 và cuốn theo các hỗn hợp nhẹ đối với khí động lực. Những hỗn hợp này được lắng vào buồng 4, từ đấy chúng được tách ra khỏi máy. Không khí làm sạch ở trong buồng 4 được quạt thổi vào lần thứ hai để làm sạch hạt. Như vậy quạt làm việc theo nguyên tắc tuần hoàn kín của dòng không khí.

Ở thân sàng 5, hạt được phân ra một số thành phần khác nhau theo chiều rộng và chiều dày của hạt. Tất cả các thành phần đó đi vào những ngăn khác nhau theo chiều rộng của vùng phân loại bằng không khí phía dưới. Quạt 6 hút không khí qua lớp sản phẩm đang trượt theo mặt phẳng nghiêng 7. Tương ứng với tốc

độ không khí khác nhau, tại những ngăn riêng của buồng lắng 8 có các hỗn hợp khoáng, hạt bẩn, hạt sạch và hỗn hợp nhẹ lắng xuống.



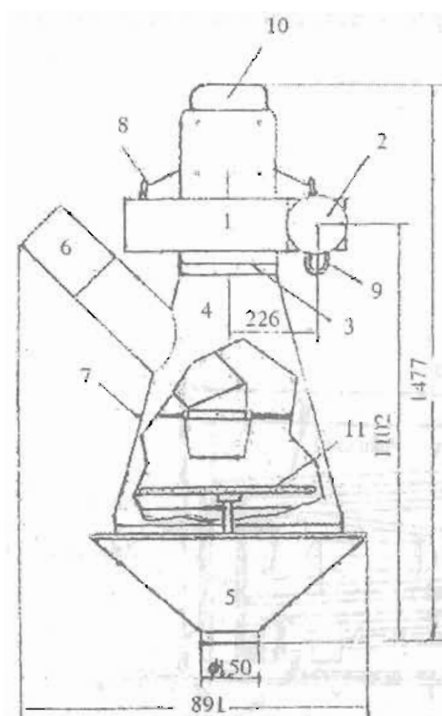
Hình 5.16. Cấu tạo máy phân loại bằng lưới sàng và không khí để làm sạch hạt hướng dương

e. Máy làm sạch sơ bộ ngũ cốc V15T và V25T

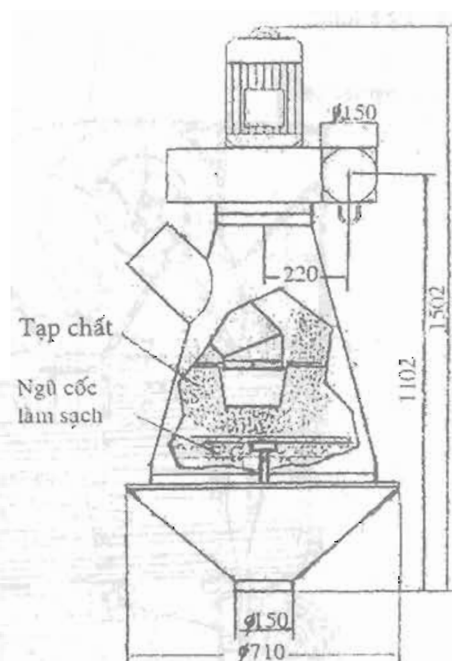
Máy làm sạch sơ bộ ngũ cốc V15T và V25T do hãng HIMEL Cộng hòa liên bang Đức chế tạo và đang triển khai ở Việt Nam.

Máy hoạt động theo nguyên lý phân ly tỉ trọng trong dòng khí, nghĩa là nếu chỉnh máy chính xác thì gần như toàn bộ các thành phần có khối lượng riêng nhẹ hơn ngũ cốc sẽ bị dòng khí thổi bay trong khi ngũ cốc qua đường thoát liệu ra ngoài (thông thường trước khi bảo quản hoặc sấy người ta phải tiến hành làm sạch, loại bỏ thành phần tạp chất có ảnh hưởng tới dung lượng bảo quản tiêu hao năng lượng loại bớt một số vi sinh vật, côn trùng khỏi khối hạt).

Muốn điều chỉnh năng suất ta điều chỉnh van cửa vào liệu (6) và ra liệu (5). Một khả năng khác để tăng, giảm công suất thiết bị làm sạch là các thao tác cần điều chỉnh (7) của dụng cụ làm sạch. Bằng cách này ta có thể tác động đến hướng phun dòng ngũ cốc trên đĩa phân phối (11). Tối ưu nhất là dòng liệu phun thẳng vào tâm của đĩa phân phối.



Hình 5.17.
Thiết bị làm sạch sơ bộ ngũ cốc V25T
1. quạt thổi; 3. đai; 5. phễu thoát liệu;
7. phần đầu vào hình côn và cần;
9. bộ chỉnh khí; 11. đĩa chia liệu.



Hình 5.18.
Nguyên lý hoạt động của thiết bị làm sạch sơ bộ ngũ cốc V15T
2. đầu thoát khí; 4. dụng cụ làm sạch;
6. đầu liệu vào; 8. móc treo; 10. động cơ.

Bảng 5.5. Các thông số kỹ thuật của máy V15T và V25T

Loại	Công suất (kW)	Dòng định mức (A)	Năng suất (tấn/h)	Số vòng quay (vg/ph)
V15T	1,5	3,3	Tối đa 15,0	3000
V25T	3,0	6,2	Tối đa 25,0	3000

Việc kết nối thiết bị làm sạch sơ bộ với các hệ thống nạp liệu và tải liệu khác nhau tạo ra nhiều hướng của dòng phun và các hướng phun này không còn đảm bảo được sự nạp liệu tối ưu vào chính giữa và cần phải chỉnh lại. Ngoài việc điều chỉnh dòng liệu vào cũng còn có nhiệm vụ bù trừ tác động của khối lượng và chủng loại vật liệu cũng như tốc độ liệu chảy vào.

Khi đĩa phân phối sản phẩm quay với số vòng cao nhất thì ta sẽ được công suất làm sạch lớn nhất. Đĩa phân phối sẽ đạt vòng quay tối đa và qua đó đạt công suất làm sạch tối đa khi dòng liệu chảy vào đạt giá trị tối ưu.

Máy làm sạch sơ bộ ngũ cốc này có thể nối tương thích với hệ thống nạp. tải và bảo quản trong dây chuyền chế biến.

PHẦN HAI
CÁC MÁY XAY XÁT, ĐÁNH BÓNG VÀ NGHIỀN TRỘN

CHƯƠNG 6
CÁC MÁY XAY XÁT VÀ ĐÁNH BÓNG HẠT

6.1. CÔNG DỤNG VÀ CÁC PHẠM VI ỨNG DỤNG

Một số loại hạt làm thức ăn cho người hoặc gia súc như: thóc, yến mạch, hướng dương, kê, đậu; vừng, gai, lanh... có vỏ cứng không tiêu hóa được, cần được tách khỏi nhân hoặc nhằm phục vụ công đoạn chế biến kế tiếp trong các quy trình sản xuất bột, bánh, ép dầu... Quá trình tách riêng khỏi nhân của hạt hay của hạt giống các lớp vỏ ngoài đó gọi là xay xát (đối với việc tách vỏ những nguyên liệu có mối kiên kết giữa vỏ và nhân không bền gọi là quá trình xay. Còn vỏ nguyên liệu liên kết bền với nhân thì việc tách vỏ đó gọi là quá trình xát).

Tùy theo cấu tạo cơ học, tính chất lý hóa và những đặc điểm riêng của các dạng nguyên liệu, hình dạng hạt và sức bám dính của lớp vỏ bọc ngoài hạt mà việc bóc vỏ được tiến hành trên những máy xay xát có cấu tạo khác nhau.

Nhiệm vụ cơ bản của quá trình xay xát là phá hủy lớn nhất lớp vỏ ngoài của hạt khi cho tác dụng lên nó các bộ phận làm việc của máy. Ứng suất mà hạt phải chịu khi phá hủy lớp vỏ ngoài không thể vượt quá giới hạn đàn hồi của nhân nằm trong hạt; vì nhân bị phá hủy thì hiệu quả công nghệ làm việc của máy sẽ xấu đi và hao tổn sản phẩm. Việc tách phần còn lại sau khi bóc lớp vỏ quả và một phần vỏ hạt và phôi được tiến hành trên những máy xay xát và máy đánh bóng đặc biệt. Quá trình xay xát và đánh bóng được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp dầu mỡ khi gia công hạt hướng dương, hạt bông, hạt gai dầu, hạt lanh, hạt vừng, hạt đậu tương thành dầu thực vật, dầu kĩ thuật; trong công nghiệp rượu, gạo, thức ăn gia súc và thực phẩm tinh- khi dùng các loại cây trồng khác nhau để sản xuất rượu gạo và các thành phần phối chế của thức ăn gia súc; trong sản xuất bia- khi gia công đại mạch để nấu bia. Trong sản xuất tinh bột- nước mật- khi gia công ngô.

6.2. PHÂN LOẠI

Tùy theo tính chất và hình dạng của những bộ phận làm việc của máy cũng như theo nguyên lý và phương pháp tác dụng của chúng lên hạt khi xay xát và đánh bóng, các máy đó được phân loại theo các phương thức sau đây:

a. Va đập nhiều lần

Làm cho vỡ nứt lớp vỏ bên ngoài của hạt yến mạch, đại mạch (những máy làm sạch ngũ cốc có các thanh quay hay không quay bằng gỗ hoặc bằng thép và có thân hình trụ bằng thép hay bằng bột mài và máy xay ly tâm) (hình 6.1a).

b. Nén và ma sát

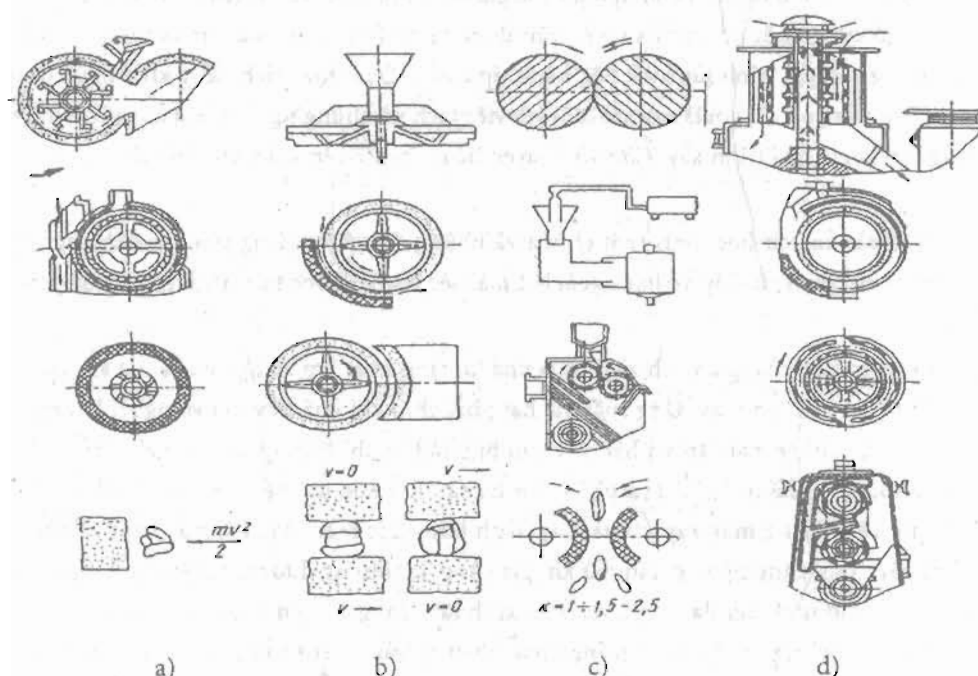
Đập vỡ và phá hủy vỏ kê, yến mạch, lớp vỏ quả ở kiều mạch, do kết quả tác dụng của hai bề mặt làm việc lên hạt; trong đó thì một bề mặt di động còn bề mặt kia thì cố định đàn hồi hoặc nhám (máy trục xát, cối xay) (hình 6.1b).

c. Dịch trượt

Làm phá hủy lớp vỏ bao bên ngoài của hạt kê, lúa, kiều mạch, hướng dương, bông, gai, dầu và vừng… do kết quả tác dụng quay ngược chiều với tốc độ khác nhau của hai trục có bề mặt làm việc cứng hay đàn hồi (máy xay có trục bằng cao su hoặc bằng kim loại hay dùng không khí có tốc độ siêu âm như máy xay xát bằng khí) (hình 6.1c).

d. Ma sát

Làm mài mòn (cạo sạch) lớp vỏ do kết quả nhiều lần tác dụng lên hạt lúa mạch, đại mạch, hạt dầu, hạt vừng… bởi các bề mặt nhám và có khoan lỗ của những bộ phận làm việc của máy và còn do ma sát giữa hạt này với hạt khác (máy chà làm việc liên tục và gián đoạn, máy xát và đánh bóng) (hình 6.1d).



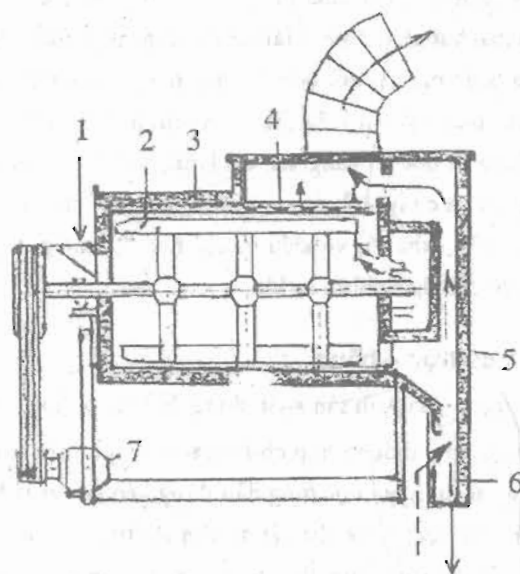
***Hình 6.1.** Phân loại các máy xay xát theo nguyên tắc tác dụng của bộ phận làm việc lên hạt*

a) Va đập nhiều lần; b) nén và ma sát; c) dịch trượt; d) ma sát

6.3. CÁC LOẠI MÁY XAY

6.3.1. Máy bóc vỏ kiểu thanh đập (đập nhiều lần)

Máy này tạo ra lực va đập liên tiếp trên vỏ cứng, giòn dễ nứt vỡ của hạt, đồng thời cũng tạo ra lực chà xát đối với các hạt nằm chẹt giữa thanh đập và lớp đá lót trong thùng máy, giữa các lớp hạt bị chèn ép và xáo trộn với nhau. Đối với loại hạt có vỏ cứng, giòn dễ vỡ vụn thì trên phần cuối của thùng máy có lắp thêm lưới sàng và thổi gió để tách vỏ cám ra khỏi nhân và không cần lắp lưới sàng trên vỏ máy mà có thể phân riêng vỏ và nhân bằng sàng phân loại đặt sau máy bóc vỏ (hình 6.2).



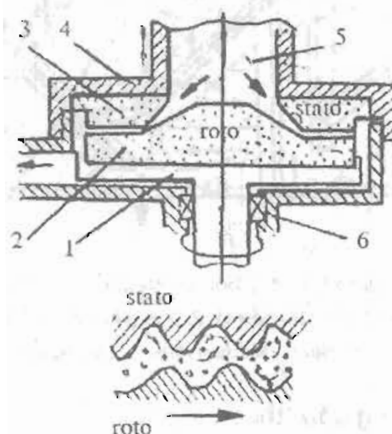
Hình 6.2. Máy bóc vỏ kiểu thanh đập

1. Phễu nạp liệu; 2. các thanh đập; 3. vỏ máy có lót đá nhám hoặc gờ gỗ; 4. lưới sàng; 5. kênh gió thổi và cám; 6. ống thu nhân; 7. môtơ.

Hiệu quả bóc vỏ của máy chủ yếu do sự va đập nhiều lần của các thanh đập, chính vì vậy mà nhân cũng dễ bị rạn nứt, đởn vỡ. Đó chính là nhược điểm của kiểu máy này, do vậy khả năng sử dụng ngày càng bị hạn chế.

6.3.2. Máy bóc vỏ kiểu hai đĩa (ép và ma sát) (hình 6.3)

Loại máy này thực hiện quá trình bóc nhờ lực ma sát và nén. Tùy theo cỡ hạt đem bóc vỏ mà điều chỉnh khe hở giữa hai đĩa bằng cách dịch chỉnh vỏ máy có gắn với đĩa trên. Trên bề mặt làm việc của hai đĩa (hoặc được đúc bằng kim loại, hoặc bằng hỗn hợp bột đá) có tạo gân là các cung cong để tăng khả năng bóc vỏ và vận chuyển hạt, nhân thoát nhanh ra khỏi khoang xay.



Hình 6.3. Máy bóc vỏ kiểu hai đĩa

1. trục quay có gắn đĩa đá dưới; 2. đĩa đá dưới; 3. đĩa đá trên cố định; 4. vỏ máy gắn đĩa đá trên; 5. họng nạp liệu; 6. ổ đỡ trục rôto

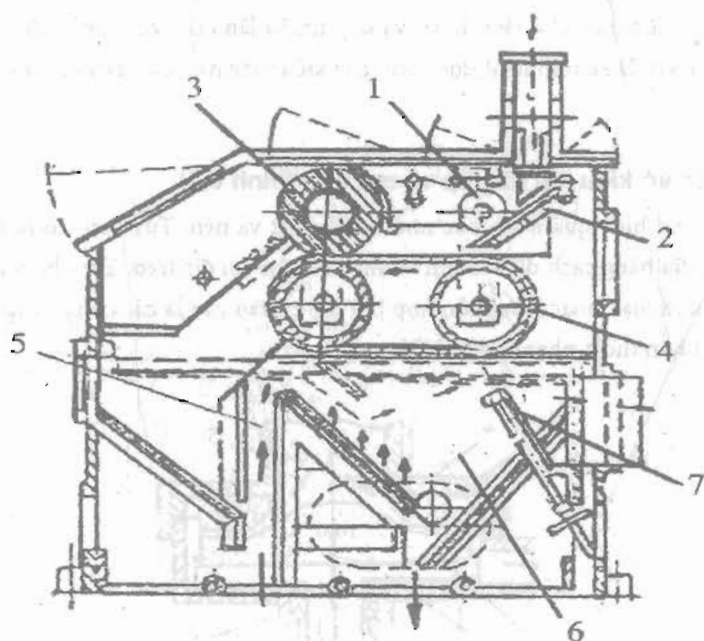
Do máy này có một số nhược điểm như năng suất thấp, tỷ lệ đớn vỡ cao nên ngày càng ít được dùng và chỉ thích hợp với một vài loại hạt nhất định. Mặt khác loại máy này còn được dùng nhiều hơn ở dạng máy nghiền nhỏ như nghiền khô hoặc nghiền ướt bột. Vì vậy một số phương pháp tính toán về loại máy này sẽ được giới thiệu chung ở phần máy nghiền kiểu đĩa. Cũng thuộc loại máy bóc vỏ này còn có thể kể đến các máy bóc vỏ kiểu tang- má dùng để bóc vỏ vừng, kê, hạt lanh, hạt gai... Bề mặt của tang được lắp bột đá hoặc cao su cứng. Tùy theo dạng hạt và cơ lý tính của hạt mà dùng máy có một má hoặc hai má chà xát. Khe hở giữa má và tang có dạng lưỡi liềm (khi bóc vỏ kiều mạch) hoặc có dạng hình chêm (khi bóc vỏ hạt kê). Khe hở này điều chỉnh được nhờ cơ cấu dịch chỉnh cơ khí.

6.3.3. Máy bóc vỏ kiểu trục – băng

Loại này do hãng Robinsơn của Anh sản xuất, dùng để bóc vỏ thóc (hình 6.4).

Máy gồm có các bộ phận sau: thóc từ hộp chứa liệu chảy qua tấm bản lề 2 có con lăn 1 cấp và rải đều liệu trên băng cao su 4. Băng cao su này được tang dẫn động kéo qua trục bóc vỏ có gân 3 quay với vận tốc vòng từ 7÷ 8 m/s. Nhờ lực ép của trục và lực chà xát do vận tốc trục và băng chênh lệch mà thóc được bóc vỏ rồi rơi xuống rãnh tháo liệu. Ở đây dùng quạt thổi trấu, cám nhẹ bay theo rãnh 5 vào khoang lắng 6 để tách riêng trấu, còn cám được tiếp tục thổi qua lá gió điều chỉnh 7 sang bộ phận thu hồi cám.

Bộ phận chính của máy là trục kim loại có gân với đường kính 254 mm, chiều dài 800 mm và băng cao su cũng có chiều rộng 800 mm. Năng suất của máy khi bóc vỏ là 1 T/h. Còn công suất cần thiết là 2 kW.

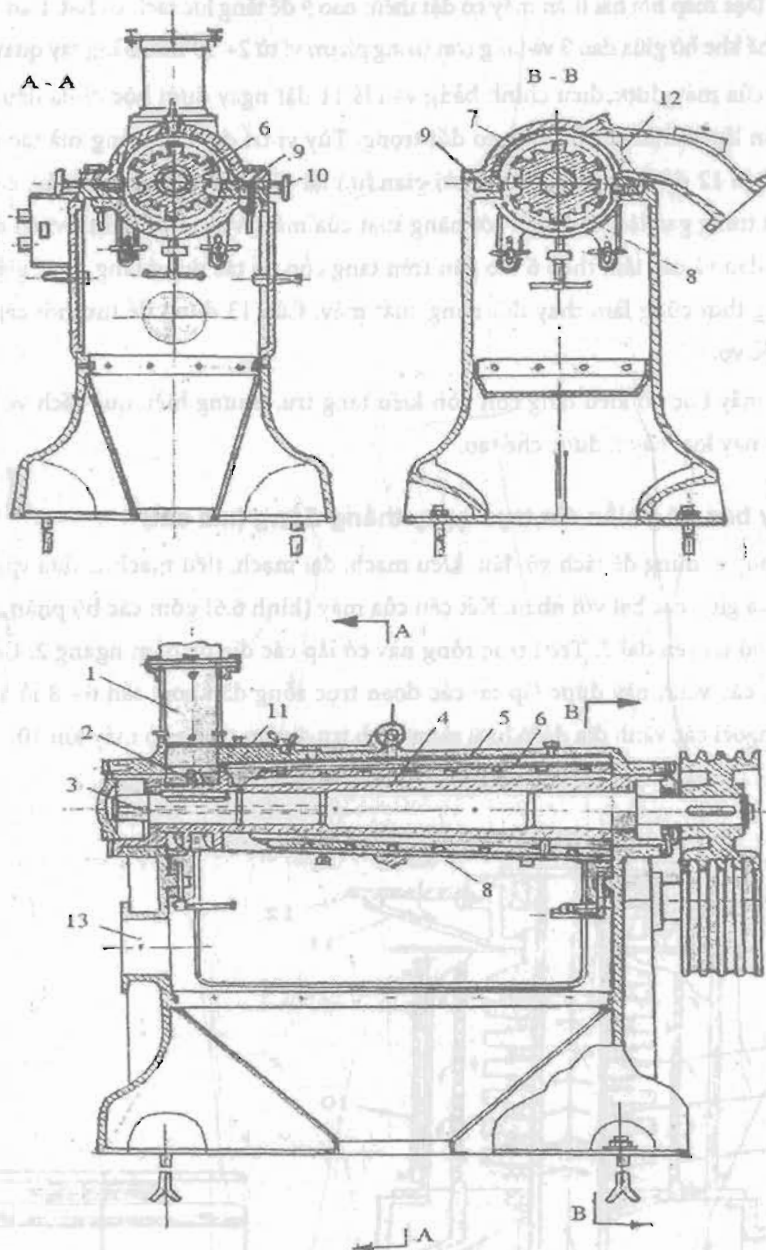


Hình 6.4. Máy bóc vỏ kiểu trục - băng

1. con lăn cấp liệu; 2. tấm bản lề; 3. trục gân kim loại; 4. băng cao su; 5. rãnh thổi cám trấu; 6. khoang lắng; 7. cơ cấu điều chỉnh lá gió

6.3.4. Máy bóc vỏ kiểu Tang côn (theo ma sát)

Mẫu máy này được chế tạo tại Trung Quốc, có khả năng vừa bóc vỏ vừa làm nhiệm vụ xát trắng gạo lật. Kết quả và nguyên lý làm việc của máy (hình 6.5).



Hình 6.5. Máy bóc vỏ kiểu tang côn

1. hộp chứa liệu; 2. vít xoắn cấp liệu; 3. trục máy; 4. tang hình nón; 5. vỏ máy; 6. tấm thép làm gân; 7. nửa thân máy trên; 8. lưới sàng; 9. dao; 10. ay quay điều chỉnh; 11. van lá; 12. van lá gắn đối trọng; 13. cửa thu hồi cám, bồi

Hạt được đổ vào hộc chứa 1 chảy dần xuống vít xoắn cấp liệu 2 (hai mối) lắp trên trục 3 của tang côn 4. Vít xoắn này làm nhiệm vụ đẩy hạt liên tục vào khoang bóc vỏ nằm giữa tang côn 4 và vỏ máy 5. Tang côn là cơ cấu chính của máy tạo ra lực ma sát rất lớn lên hạt để tách vỏ hạt. Do vậy tang được đúc có gờ dọc để đắp bột đá nhám lên, đồng thời còn lắp thêm sáu tấm thép số 6 lên sáu gờ của tang nhằm tăng lực tác dụng lên khối hạt trong khoang máy. Thân máy gồm hai nửa được lắp bằng bulông, tạo ra khoang máy chứa tang côn. Nửa thân máy trên 7 được đúc bằng gang còn nửa thân máy dưới 8 là thép tấm dày từ 1,5÷ 2 mm có đập lỗ làm nhiệm vụ lưới sàng để

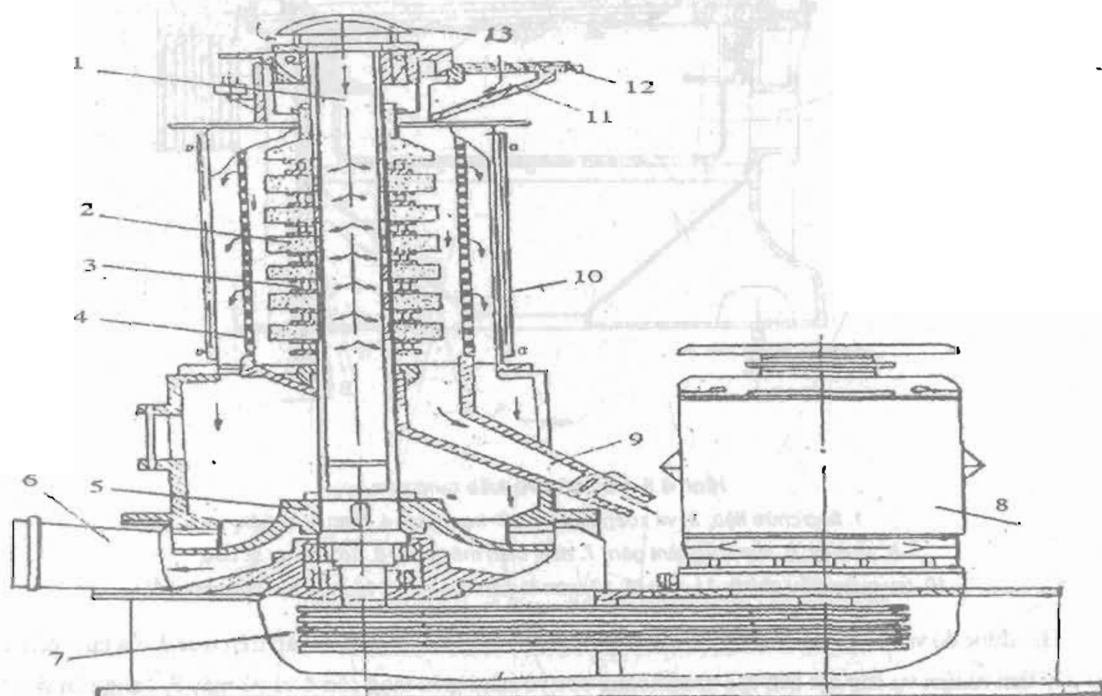
thu cám, bổi, tấm. Dọc mép nối hai thân máy có đặt thêm dao 9 để tăng lực tách vỏ hạt. Dao 9 này được điều chỉnh vào, ra để khống chế khe hở giữa dao 9 và tang côn trong phạm vi từ 2÷ 10 mm bằng tay quay 10.

Năng suất của máy được điều chỉnh bằng van lá 11 đặt ngay dưới hộc chứa liệu 1. Ngoài ra trên ống tháo sản phẩm còn lắp van lá 12 có cần treo đối trọng. Tùy vị trí đặt đối trọng mà tạo ra mômen, đóng bớt hoặc mở rộng van lá 12 để tăng hoặc giảm thời gian lưu lại của khối hạt trong máy, có ảnh hưởng tới hiệu quả tách vỏ và xát trắng gạo lật cũng như tới năng suất của máy. Việc điều chỉnh vị trí của dao 9 để thay đổi khoảng cách giữa dao và các tấm thép 6 tạo gân trên tang còn có tác dụng tăng hoặc giảm khả năng tách vỏ, tỷ lệ đớn gãy đồng thời cũng làm thay đổi năng suất máy. Cửa 13 dùng để thu hồi cám, bổi lọt qua lưới 8 trong quá trình bóc vỏ.

Ngoài loại máy bóc vỏ kiểu tang côn còn kiểu tang trụ, nhưng hiệu quả tách vỏ cũng như năng suất kém hơn nên hiện nay loại này ít được chế tạo.

6.3.5. Máy bóc vỏ nhiều đĩa trục quay thẳng đứng (ma sát)

Máy này chuyên dùng để tách vỏ đậu, kiều mạch, đại mạch, tiểu mạch... dựa vào lực ma sát lớn giữa các đĩa đá với hạt và giữa các hạt với nhau. Kết cấu của máy (hình 6.6) gồm các bộ phận chính như: trục rỗng 1 quay môtơ 8 và bộ truyền đai 7. Trên trục rỗng này có lắp các đĩa đá nằm ngang 2. Giữa chúng có lắp các vành trung gian 3, các vành này được lắp tại các đoạn trục rỗng đã khoét sẵn 6÷ 8 lỗ hướng tâm có đường kính 20 mm. Bọc ngoài các vành đĩa đá là lưới sàng hình trụ 4 nằm trong vỏ máy kín 10.



Hình 6.6. Máy bóc vỏ nhiều đĩa trục quay thẳng đứng

1. trục; 2. đĩa đá; 3. vành trung gian; 4. lưới sàng; 5. quạt hút; 6. ống thải cám, bổi; 7. đai truyền động; 8. động cơ; 9. ống thu nhận; 10. vỏ máy; 11. phễu nạp liệu; 12. van; 13. chóp gió

Hạt đem bóc vỏ được nạp vào phễu 11 với một lượng thích hợp do van 12 khống chế. Van 12 ở phễu nạp liệu và van chặn ở ống tháo sản phẩm 9 dùng để khống chế lượng hạt nằm trong các khoang bóc vỏ. Thực tế cho thấy rằng nếu khống chế lớp liệu đầy trong khoang máy thì đạt hiệu quả tách vỏ và năng suất cao. Đồng thời khi hạt chảy qua mỗi khoang bóc vỏ nằm giữa đĩa đá và ống lưới sàng thì vừa được bóc vỏ vừa được tách cám, bổi, vỏ vụn và được làm tăng khả năng xáo trộn, giảm sự chảy của lớp hạt nhờ gió từ phễu gió 13 hút qua các lỗ hướng tâm tại vành trung gian 3, thổi qua lớp hạt và qua lưới sàng 4 ra không gian phía trong vỏ máy 10. Các luồng gió này do quạt 5 lắp trên trục quay 1 hút và đẩy ra ống thoát 6 sang các bộ phận riêng để thu hồi cám, trấu vụn. Còn nhân sau khi được tách vỏ qua các tầng đĩa chảy dần xuống phía dưới và thoát ra ngoài qua ống tháo liệu 9. Máy vừa có tác dụng bóc vỏ vừa có tác dụng xát trắng.

Qua thực tế sản xuất thấy rằng những yếu tố chính ảnh hưởng tới hiệu quả công nghệ là vận tốc vòng của đĩa đá, kích thước khe hở giữa đỉnh và lưới sàng, độ lớn cỡ hạt của bột đắp đĩa đá. Khe hở giữa mặt đĩa đá và lưới sàng thường khống chế từ 10÷ 20 mm và thay đổi ngược bằng cách thay đổi lưới sàng có đường kính khác. Số vòng quay của trục rỗng lắp đĩa và quạt là 2020 vg/ph, lưu lượng của quạt vào khoảng 1000 m^3/h.

Năng suất của máy bóc vỏ và xát này được xác định theo công thức:

$$Q = 3600.\rho_0.v.F.\varphi \quad kg/h \qquad (6.1)$$

Trong đó: ρ_0- khối lượng thể tích của sản phẩm, kg/m^3;

$V = \frac{H}{\tau}$, vận tốc chuyển động trung bình của sản phẩm trong khoang làm việc, m/s;

H- chiều cao khoang làm việc của máy, m;

τ- thời gian hạt được xay trong khoang máy, s;

$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$, diện tích khoang xát, m^2;

D- đường kính lưới sàng hình trụ, m;

d- đường kính đĩa xát đá, m;

φ= 0,92- 0,96, hệ số chứa đầy hạt trong khoang xát.

Các thông số của máy có thể chọn thiết kế theo số liệu sau:

Năng suất máy: Q = 0,9 - 1,5 T/h

Công suất: N = 20 kW

Đường kính lưới sàng : D = 270 mm

Đường kính đĩa xát: d = 250 mm

Thời gian hạt được xát: τ = 12- 18 s

Diện tích lưới sàng: 0,5 m^2

Hệ số chứa đầy hạt trong khoang xát: φ = 0,92- 0,96

6.3.6. Máy có bộ phận làm việc tác dụng nén và ma sát lên hạt

Đối với nhóm máy mà các bộ phận làm việc thực hiện quá trình xay hạt gai, dầu, lanh, vừng và một vài loại ngũ cốc bằng lực nén và dịch trượt thì phổ biến nhất là các cối xay và các máy trục xát.

Trên hình 6.7 là máy trục xát có hai máng chà để xay kiều mạch và kê. Theo cấu tạo thì máy trục xát có hai máng chà chỉ khác với máy một máng chà về số máng và các cơ cấu điều chỉnh, kích thước và hình dạng vùng làm việc của máy.

Bản chất vật lý của quá trình xay hạt trong máy trục xát là ở chỗ hạt kê hay hạt kiều mạch đi vào vùng làm việc của máy khi xay thì chịu biến dạng nén và dịch trượt; vùng làm việc được tạo thành bởi một trục quay nằm ngang có bề mặt bằng bột mài hay bằng sa thạch và máng chà cố định bằng sa thạch hay cao su.

Tùy theo tính chất kết cấu cơ học và cấu tạo của hạt, người ta dùng hai dạng vùng làm việc của máy do trục và máng chà tạo thành: dạng hình lưỡi liềm để xay kiều mạch và dạng hình nêm để xay kê.

Dạng hình lưỡi liềm được tạo thành khi bán kính do khoang máng xác định nằm trên trục đối xứng của máng chà và của trục; độ dịch chuyển của bán kính đối với tâm trục quyết định dạng hình lưỡi liềm và kích thước khe hở làm việc giữa trục và máng chà.

Dạng hình nêm của máng làm việc của máy được tạo thành khi bán kính do khoang máng xác định chuyển vị đối với trục đối xứng của trục và của máng chà; trong trường hợp này vùng làm việc bị thu hẹp lại một cách đồng đều từ chỗ cấp liệu đến phía cửa tháo sản phẩm.

Điều kiện cần thiết để xay xát đạt hiệu quả là có chiều dài đoạn đường thích hợp của hạt đi qua vùng làm việc, có đại lượng khe hở làm việc δ làm cơ sở tính toán và quan hệ với chúng là các đại lượng lực nén, ma sát và công (năng lượng).

Hạt nằm trong vùng làm việc của máy sẽ chịu tác dụng của các lực dịch trượt về phía trục quay, còn về phía máng chà cố định thì chịu tác dụng hãm.

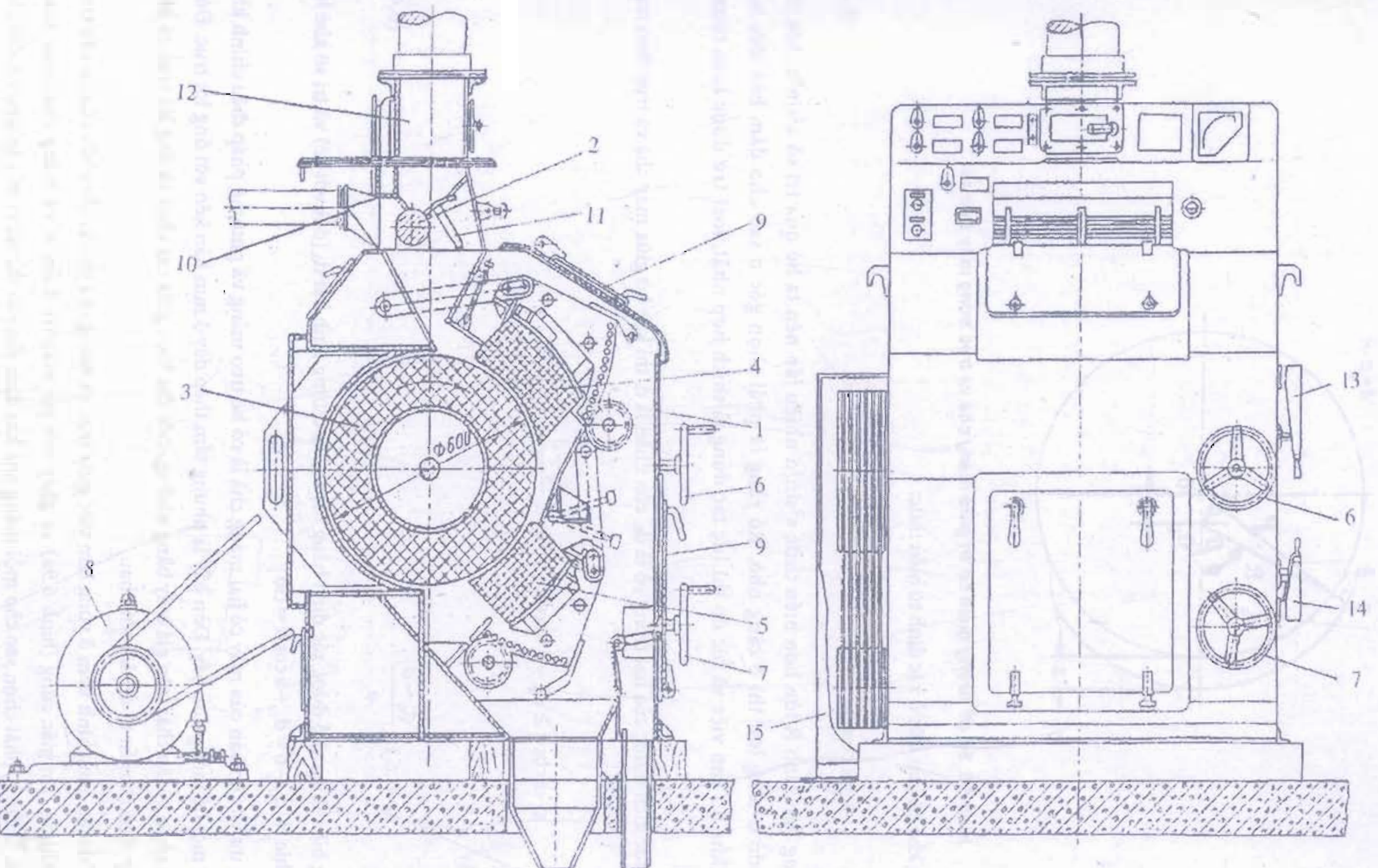
Lực ma sát của hạt với trục có thể biểu thị bằng công thức:

$$F_1 = N_1 . f \tag{6.2}$$

Trong đó: f- hệ số ma sát động lực của hạt với trục bằng bột mài hay sa thạch;

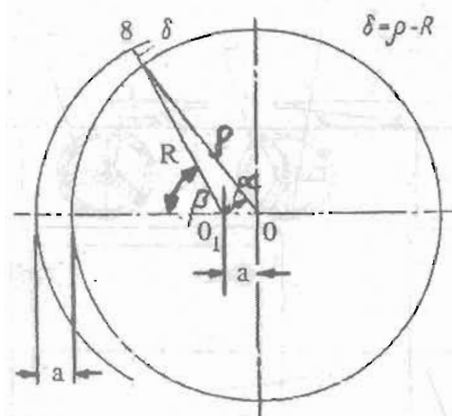
N_1- lực ép hạt trong vùng làm việc.

Lực N_1 phụ thuộc vào δ và thay đổi tỷ lệ với đại lượng đó. Khe hở làm việc δ là một đại lượng biến thiên, δ tăng tùy theo độ giảm góc mở của máng chà và giảm nếu góc đó tăng lên. Quy tắc đó chỉ đúng trong trường hợp khi bán kính R được xác định bởi khoang máng và trục bằng nhau (hình 6.8). Trong trường hợp này ρ- trị số tức thời của bán kính có liên quan với vị trí của hạt trong vùng làm việc, xác định từ tam giác OO_1B.



Hình 6.7. Máy trục xát có hai máng chà để xay kiều mạch và kê

1. Giá máy; 2. Cơ cấu cấp liệu có máng định hướng; 3. Trục cánh (bằng bột mài hay sa thạch); 4,5. Máng chà trên và dưới (bằng sa thạch hay cao su); 6,7. Cơ cấu điều chỉnh máng chà trên và dưới; 8. Động cơ; 9. Cửa quan sát; 10- Đoạn ống hút bụi; 11. Van của bộ phận cấp liệu; 12. Hộp chứa liệu của bộ phận cung cấp; 13,14. Cơ cấu điều chỉnh nhanh khe hở giữa máng và trục; 15. Nắp che của bộ phận truyền động.



Hình 6.8. Sơ đồ tương quan bố trí giữa máng chà và trục trong máy trục xát

Đại lượng khe hở làm việc δ xác định từ biểu thức:

$$\delta = a.\cos\alpha + \sqrt{R^2 + a^2\sin^2\alpha} - R \quad (6.3)$$

Chú ý rằng bán kính R lớn hơn biểu thức $a^2\sin^2\alpha$ nhiều lần nên ta bỏ qua trị số $a^2\sin^2\alpha$, bởi thế $\delta = a.\cos\alpha$. Do đó α càng lớn thì δ càng nhỏ. Rõ ràng là phải chọn góc α sao cho đảm bảo đưa hạt được tự do vào khe hở làm việc và lúc đó thì lực tác dụng là thích hợp nhất, loại trừ được hiện tượng làm vỡ nát hạt.

Nếu quy ước kích thước của hạt trong vỏ là d_0, của nhân là d, thì khe hở giữa máy chà và trục theo trục đối xứng là a thì:

$$a - a\cos\alpha \geq d_0 - d \text{ hay } 1 - \cos\alpha \geq \frac{d_0 - d}{a}$$

Và như vậy

$$\cos\alpha \leq 1 - \frac{d_0 - d}{a} \quad (6.4)$$

Đại lượng biến thiên Δ δ được xác định bằng hiệu giữa đường kính hạt d_0 (đối với kê) và trị số khe hở làm việc δ, có nghĩa là $d_0 - \delta = d_0 - a\cos\alpha = \Delta\delta$.

Đặc điểm ưu việt cơ bản của máy có hai máng chà là có hệ treo máng và phương pháp điều chỉnh khe hở, làm việc nhờ một hệ thống đòn bẩy. Đòn bẩy là những tấm thép dày 3 mm hàn liền với ống lót trục. Đòn bẩy được nối với nhau và lắp chặt trên giá máy bằng những chốt đặc biệt, giữa các chốt và ống lót trục có khe hở để các đòn bẩy dịch chuyển tự do đối với nhau.

Khi cần phải tạo dạng hình nêm ở vùng làm việc giữa trục và máng chà thì các đòn bẩy của cơ cấu treo được lắp thành khung tam giác cứng (hình 6.9a) và ghép với giá máy tại điểm A và máng chà quay xung quanh điểm A đó. Điểm A phải chọn sao cho mỗi máng chà khi dịch chuyển thì tại vị trí cấp liệu nó dời chỗ được một khoảng cách nhỏ hơn ở cửa tháo sản phẩm và như vậy sẽ đảm bảo dạng hình nêm và kích thước độ hở của khe hở làm việc.

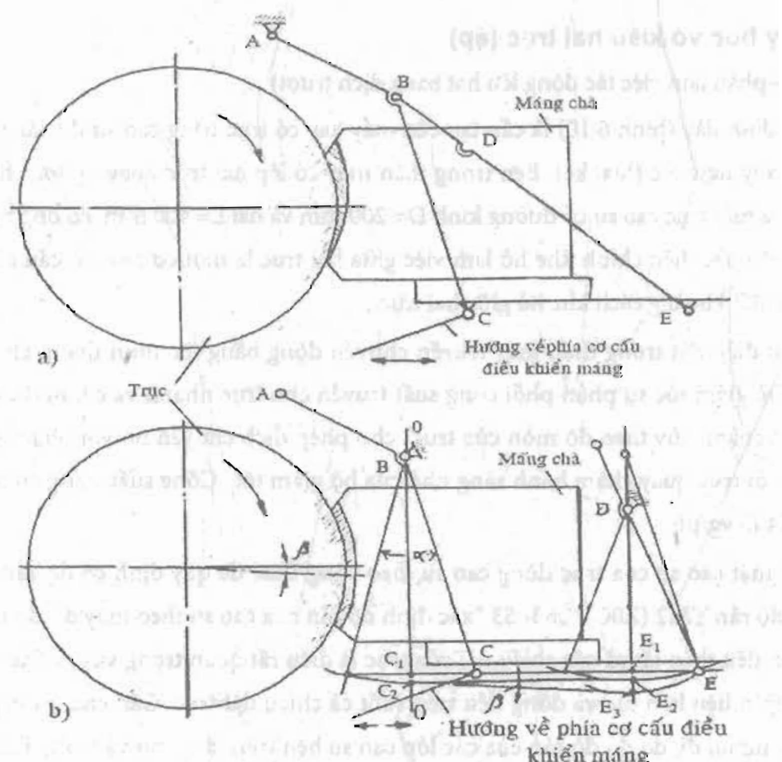
Nếu cần có dạng hình lưỡi liềm ở vùng làm việc giữa trục và máng chà thì các đòn bẩy lắp theo khớp cơ cấu 4 khâu (hình 6.9b). Khâu thực hiện chuyển động song phẳng là giá máy cố định: khi khâu chủ động BC của cơ cấu 4 khâu quay thì máng chà cùng đế máng dịch chuyển theo đường thẳng về đường tâm của trục quay tạo điều kiện để nhận được khe hở hình lưỡi liềm của khe hở làm việc.

Cơ cấu tháo máng chà ra để thay thế chúng là bộ giảm tốc trục vít - bánh vít, có trục vít một đầu nối. Cặp trục vít- bánh vít lắp ở trong vỏ bằng thép tấm bắt chặt với đế máng bằng bulông. Trên trục của bánh vít gắn chặt một cái vòng kẹp. Khi trục vít quay thì vòng kẹp tách khỏi nêm kẹp cùng với máng chà và được đưa ra ngoài máy.

Để điều chỉnh khe hở giữa trục cán và máng chà thì dùng một cơ cấu ép máng cũng gồm có bộ giảm tốc trục vít- bánh vít, các đòn bẩy và cơ cấu điều chỉnh độ song song của máy.

Để dẫn động cho máy người ta lắp động cơ điện công suất 20 kW. Từ động cơ điện qua đai truyền động đai thang truyền chuyển động quay cho trục, còn từ trục bằng chuyền động đai phẳng- đến trục của bộ phận cấp liệu.

Hạt đi vào trong máy được trục cuốn lấy và kéo vào vùng làm việc: ở đây chúng chịu biến dạng phức tạp nén và dịch trượt.



Hình 6.9. Các cơ cấu điều chỉnh vùng làm việc của máy

a) hình dạng nêm; b) hình dạng lưỡi liềm

Sản phẩm cần xay từ phễu chứa của cơ cấu cấp liệu theo máng định hướng đầu tiên rơi cùng vào vùng làm việc thứ nhất giữa máng chà và trục, khi từ đấy ra thì chúng theo máng định hướng thứ hai mà hướng vào vùng làm việc thứ hai giữa máng chà và trục. Sau khi qua vùng thứ hai thì sản phẩm xay qua đoạn ống bên dưới rồi đi ra ngoài máy.

Có hai máng chà thì đảm bảo được hai lần cho nguyên liệu vào liên tiếp qua các bộ phận làm việc của máy mà không cần phải thay sản phẩm xay trung gian- trấu, hạt vỡ và cám. Hiệu quả xay xát đạt được bằng cách điều chỉnh khe hở của vùng làm việc giữa máng chà và trục một cách độc lập.

Để cho máy có hai máng làm việc được bình thường, điều quan trọng nhất là chọn đúng chiều dài và hình dạng vùng làm việc cũng như là bề mặt làm việc của trục máng chà, khả năng điều chỉnh và thay đổi vùng làm việc theo cách bố trí và phương pháp điều chỉnh máng.

Năng suất Q của máy có hai máng chà xác định theo công thức:

$$Q = L.h.V.\rho.k \quad kg/s \tag{6.5}$$

$$Q = 3,6.L.h.V.\rho.k \quad T/h$$

Trong đó: L- chiều dài của tang, m;

h- kích thước của khe hở làm việc, m;

V- tốc độ dịch chuyển của hạt trong vùng làm việc (1,5- 2,5 m/s);

ρ- khối lượng thể tích của nguyên liệu ban đầu, kg/m^3;

k- hệ số đầy của vùng làm việc của máy (từ 0,4 đến 0,5).

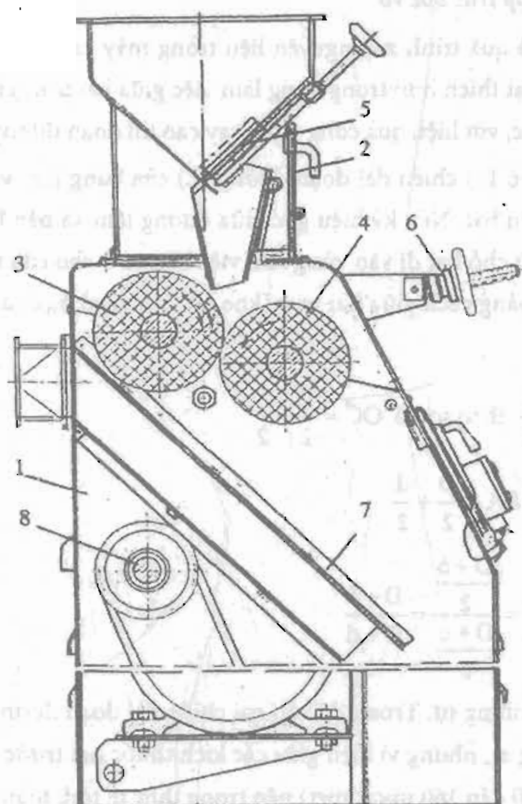
6.3.7. Máy bóc vỏ kiểu hai trục (ép)

(Máy có bộ phận làm việc tác động lên hạt bằng dịch trượt)

Trên hình dưới đây (hình 6.10) là cấu tạo của máy xay có trục bằng cao su do các nhà máy trong nước sản xuất dùng để xay ngũ cốc (lúa, kê). Bên trong thân máy có lắp hai trục quay ngược chiều nhau với tốc độ vòng khác nhau mà mỗi trục cao su có đường kính D= 200 mm và dài L= 400 mm, có ống hút, bộ dẫn động của trục và động cơ điện. Để điều chỉnh khe hở làm việc giữa hai trục là một cơ cấu; cơ cấu này dịch chuyển trục quay chậm để thay đổi khoảng cách khe hở giữa hai trục.

Từ động cơ điện đặt trong thân máy truyền chuyển động bằng đai hình thang cho bánh đai gắn trên bộ giảm tốc; qua bộ giảm tốc sự phân phối công suất truyền cho trục nhanh và chậm được thực hiện, cơ cấu dẫn động của trục chậm (tùy theo độ mòn của trục) cho phép dịch chuyển nó với phạm vi rộng nhờ có trục các đăng nối liền với trục quay chậm bánh răng nhỏ của bộ giảm tốc. Công suất động cơ điện N = 5,5 kW, số vòng quay là n= 1440 vg/ph.

Đối với bề mặt cao su của trục dùng cao su theo công thức đã quy định có độ rắn 85 - 90 đơn vị quy ước theo máy đo độ rắn TM2 (Z0CT 263- 53 "xác định độ rắn của cao su theo máy đo độ rắn TM2"). Làm thế nào để cao su mòn đều theo tất cả các chiều dài của trục là điều rất quan trọng và chỉ đạt được như vậy trong điều kiện cấp nguyên liệu liên tục và đồng đều trên suốt cả chiều dài trục. Cần chú ý rằng sau một thời gian dừng máy thì trục nguội đi, do đó độ rắn của các lớp cao su bên trên tăng cao và trong khoảng thời gian 5 - 7 phút đầu sau khi khởi động máy có tải thì trong sản phẩm xay (đặc biệt về mùa đông) sẽ có nhiều hạt bị nghiền hơn. Sau đó vài phút thì cao su của trục lại nóng lên phục hồi lại tính chất đàn hồi của nó và quá trình xay tiếp theo lại diễn ra bình thường.



Hình 6.10. Máy xay có trục bằng cao su

1. thân máy; 2. phễu cấp liệu; 3,4. trục cao su; 5. van của bộ phận cấp liệu; 6. cơ cấu đưa trục cán ra vào; 7. rãnh hút; 8. bộ dẫn động của động cơ điện

Mỗi lần thay một cặp trục cao su do cao su bị bào mòn thường từ 5 - 7 ngày làm việc liên tục hoặc sau khi xay được khoảng 200 tấn thóc. Khi cho nguyên liệu vào máy từ bộ phận cấp liệu qua máng nguyên liệu rơi vào khoảng cách giữa hai trục, khe hở làm việc này được tạo thành do hai trục cao su quay ngược chiều nhau. Vì rằng tính chất của lực tác động lên hạt dựa vào sự phối hợp của lực nén và dịch trượt và nhờ có tỷ lệ tốc độ khác nhau của trục nhanh và trục chậm mà hạt ở trong vùng làm việc giữa hai trục chịu biến dạng và ứng suất dẫn tới phá hủy lớp vỏ ngoài, nghĩa là xảy ra quá trình xay hạt.

Tùy theo dạng sản phẩm gia công mà khe hở làm việc giữa các trục có thể điều chỉnh δ= 0,35 - 1 mm. Tốc độ vòng của trục nhanh v_n= 12,5 - 15 m/s, còn trục chậm v_c= 8,7 - 10,5 m/s. Vì bề mặt làm việc bằng cao su của trục có tính chất biến dạng đàn hồi dưới tác dụng của lực và có hệ số ma sát cao giữa cao su với bề mặt bên ngoài của hạt, cũng như sự khác nhau rõ rệt về những giới hạn biến dạng tương đối có tính thuận nghịch thực tế của các vật liệu khác nhau dùng để chế tạo các bộ phận làm việc của máy xay (bột đá mài, đá, thép…) cho nên tình hình đó cho phép bỏ được việc phân loại sơ bộ (trước khi xay) theo độ lớn của hạt và giảm khá nhiều các hạt bị vỡ trong khi xay.

Sản phẩm nhận được sau khi đi qua trục xay gồm có hỗn hợp hạt đã bóc vỏ cùng với trấu, bột và hạt bị vỡ đi vào bên trong một bàn nghiêng- tấm ngăn của ống hút, ở đây trấu và cám được dòng không khí cuốn từ trong máy ra qua đoạn ống hút rồi vào Cyclon lắng, còn hỗn hợp hạt nguyên, hạt vỡ và những hạt chưa bóc vỏ còn lại được đưa ra qua cửa tháo sản phẩm.

Quan hệ kích thước của cặp trục bóc vỏ

Để tiến hành có hiệu quả quá trình xay nguyên liệu trong máy xay có trục cao su, thì điều rất quan trọng là phải quy định lực nén hạt thích hợp trong vùng làm việc giữa hai trục, chiều dài đoạn đường của hạt đi qua vùng làm việc giữa hai trục; với hiệu quả công nghệ xay cao thì đoạn đường này phải nhỏ nhất.

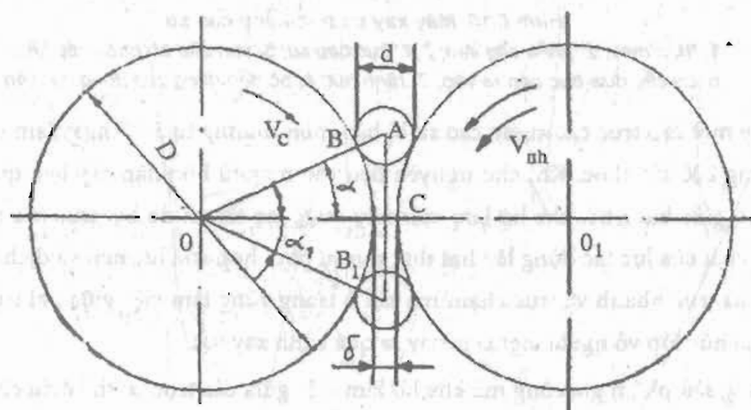
Ta hãy nghiên cứu (hình 6.11) chiều dài đoạn đường (L) của vùng làm việc giữa hai trục mà trên đó các bộ phận làm việc tác động lên hạt. Nếu ký hiệu góc giữa đường tâm và bán kính (góc ôm) đi qua đường tiếp xúc của hạt với bề mặt trục ở chỗ hạt đi vào vùng làm việc là α và ở chỗ cửa ra của các trục (góc ra) là α_1, đường kính của trục là D_{mm}, khoảng cách giữa hai trục (khe hở làm việc) δ_{mm} và kích thước hạt là d_{mm} thì từ góc vuông của tam giác OAC:

$$\cos\alpha = \frac{OC}{OA} \quad \text{theo sơ đồ } OC = \frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}$$

$$OA = OB + BA = \frac{D}{2} + \frac{d}{2}$$

$$\cos\alpha = \frac{OC}{OA} = \frac{\frac{D+\delta}{2}}{\frac{D+d}{2}} = \frac{D+\delta}{D+d}$$

Đối với α_1 cũng khảo sát tương tự. Trong đó cần coi chiều dài đoạn đường nén hạt ở trong góc kẹp α có trị số lí thuyết lớn hơn ở trong α_1, nhưng vì hiệu giữa các kích thước hạt trước và sau khi ra khỏi vùng làm việc giữa hai trục rất nhỏ (gần 100 đến 160 micromet) nên trong thực tế tính toán có thể bỏ qua.



Hình 6.11. Sơ đồ xác định chiều dài đoạn nén $L_{nén}$

Đường đi của hạt qua khe ép

Chiều dài làm việc của đoạn nén hạt $L_{nén}$ trong vùng làm việc giữa hai trục được xác định từ hình bên (hình 6.12).

$$\alpha = \arccos\frac{D+\delta}{D+d}$$

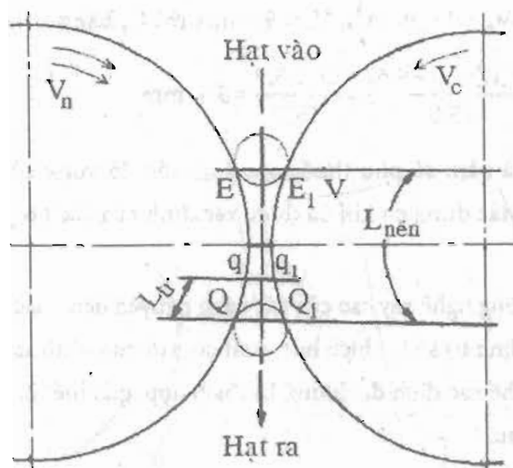
Từ đó

$$L_{nén} = 2\frac{\pi D}{360}\arccos\frac{D+\delta}{D+d} \tag{6.6}$$

Thay trị số bằng số vào khi D= 200 mm; d= 2 mm; δ= 0,3 mm.

Ta được:

$$L_{nén} = 2.\frac{3,14.200}{360}\arccos\frac{200+0,3}{200+2} = 26,1 \text{ mm}$$



Hình 6.12. Sơ đồ xác định đại lượng vượt sớm (trượt) Ltr

Một trong những yếu tố cơ bản có ảnh hưởng đến hiệu quả của quá trình xay trên trục cao su quay ngược chiều nhau là chọn đúng tốc độ vòng khác nhau của các trục (v) hơn nữa, người ta đã quy định rằng đối với mỗi dạng nguyên liệu có một tỷ lệ tốc độ vòng thích hợp (vi sai K).

Như ta thấy công thức (6.6), chiều dài làm việc của đoạn nén phụ thuộc vào đường kính của trục (D), kích thước hạt (d), khe hở giữa các trục (δ) và hoàn toàn không phụ thuộc vào tốc độ vòng của các trục và vi sai của chúng. L = f(D, d, δ).

Vì các trục quay với tốc độ vòng khác nhau nên một trong chúng (nhanh) vượt sớm hơn trục kia (chậm) với một đại lượng xác định nào đó ở đoạn làm việc $L_{nén}$. Hãy xác định đại lượng vượt sớm đó và gọi nó là chiều dài trượt L_{tr}. Ký hiệu tốc độ vòng của trục nhanh là v_n m/s, còn của trục chậm là v_c m/s và tỷ lệ tốc độ vòng của các trục là $K = \frac{v_n}{v_c}$.

Xác định L_{tr} theo hình 6.12. Khi trục nhanh chuyển động ổn định đều với tốc độ v_n sau một thời gian nhất định thì nó đi được một quãng đường từ khi kẹp hạt (điểm E) cho đến khi sản phẩm ra khỏi vùng làm việc (điểm Q) bằng $L_{nén}$.

Cũng ở khu vực đó trục chậm với tốc độ v_c sau khoảng thời gian như thế cũng đi được một quãng đường bằng E_1q_1.

Từ sơ đồ ta thấy rằng trục v_n vượt sớm hơn trục v_c một cung qQ hay L_{tr}.

Như vậy L_{tr} được xác định theo phương trình:

$$\frac{L_{nén} - L_{tr}}{v_c} = \frac{L_{nén}}{v_n}$$

Từ đó: $$L_{tr} = L_{nén} - \frac{L_{nén}.V_c}{V_n} = \frac{L_{nén}(V_{nén} - V_c)}{V_n}, \text{ mm}$$

$$L_{tr} = L_{nén}(1 - \frac{1}{k}) = \frac{L_{nén}(k-1)}{k}, \text{ mm} \quad (6.7)$$

Theo đại lượng đã xác định ở trên $L_{nén}$ = 26,1 mm (khi đường kính trục D = 200 mm, d = 2 mm, δ = 0,3 mm) và tốc độ trục V_n = 15,50 m/s; V_c = 9,6 m/s thì L_{tr} bằng:

$$L_{tr} = \frac{26,1.(15,5-9,6)}{15,5} = \frac{26,1.5,9}{15,5} = 9,9 \text{ mm}$$

Vì vậy đại lượng L_{tr} là hàm số phụ thuộc vào $L_{nén}$, tốc độ vòng của trục V_n và V_c, tỷ lệ tốc độ của chúng K và mức độ liên hợp tác dụng cơ khí đã được xác định của các bộ phận làm việc của máy (trục) khi xay nguyên liệu.

Để có được hiệu quả công nghệ xay cao của các dạng nguyên liệu khác nhau trên trục cao su, như ta thấy từ công thức (6.7) có thể xác định trị số L_{tr} thích hợp nhất đối với quá trình xay. Trong điều kiện khi $L_{nén}$ = const đối với tỷ lệ K khác nhau có thể xác định đại lượng L_{tr} thích hợp; giả thiết $L_{nén}$ = 26,1 mm, các trị số tương ứng của L_{tr} được xác định ở bảng sau.

Bảng 6.1. Trị số của L_{tr} khi $L_{nén}$ = const = 26,1 mm

$K = \frac{V_n}{V_c}$	1,25	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
$\frac{L_{tr}}{L_{nén}} = \frac{K-1}{K}$	0,2	0,33	0,5	0,67	0,75	0,80	0,83	0,86
$L_{tr} = L_{nén}(\frac{K-1}{K})$ mm	5,20	8,7	13,05	17,4	19,6	20,9	21,7	22,4

Từ bảng 6.1 có thể thấy rằng tiếp tục tăng K khi $L_{nén}$ = const chỉ làm tăng L_{tr} rất ít, thực tế còn không có ý nghĩa, vì vậy mà lấy K lớn hơn 3 là không hợp lý, vì có thể ảnh hưởng không đáng kể đến việc nâng cao hệ số bóc vỏ K_{bv}.

$$K_{bv} = \frac{K_{c.b1} - K_{c.b2}}{K_{c.b1}}100 = (1 - \frac{K_{c.b2}}{K_{c.b1}})100\% \quad (6.8)$$

Trong đó: $K_{c.b1}$- số lượng hạt chưa bóc vỏ khi đưa vào máy, %;

$K_{c.b2}$- số lượng hạt chưa bóc vỏ sau khi qua máy; %;

Từ việc xác định $L_{nén}$ và L_{tr} nêu trên có thể kết luận như sau:

1 - Chiều dài làm việc của đoạn nén hạt trong vùng làm việc giữa hai trục chỉ phụ thuộc vào các thông số hình học, nghĩa là phụ thuộc đường kính trục (D, mm), kích thước hạt (d_{mm}) và khe hở giữa hai trục (δ_{mm}).

Các tốc độ vòng của trục (V_n và V_c) và vi sai K của chúng không ảnh hưởng đến $L_{nén}$.

2 - Chiều dài làm việc của đoạn trượt (L_{tr}) phụ thuộc hoàn toàn vào các thông số hình học ($L_{nén}$) cũng như vào các thông số động học (V_n, V_c, và K).

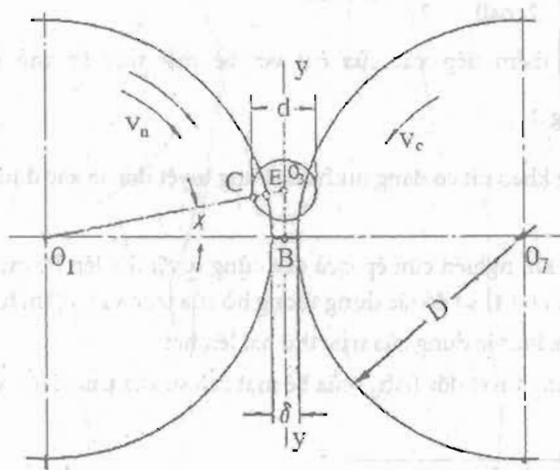
3 - Hệ số K_{bv} phụ thuộc vào L_{tr} đến một trị số nhất định, nghĩa là L_{tr} càng lớn thì K_{bv} càng cao.

Lực ép và ma sát

Hãy nghiên cứu lực nén và lực dịch trượt hạt trong vùng làm việc giữa hai trục. Khi hạt đi qua giữa hai trục cao su có khe hở nhỏ hơn kích thước hạt thì xảy ra nén (biến dạng) bản thân hạt cũng như bề mặt cao su của trục.

Như ta đã biết một trong những yêu cầu cơ bản khi xay các hạt ngũ cốc là giữ gìn cho nhân được nguyên vẹn nhất. Vì vậy mà lực ở trong vùng làm việc của máy không được gây nên sự phá hủy bản thân hạt trong khi tách riêng lớp màng (vỏ) một cách có hiệu quả.

Sau khi hạt tiếp xúc với bề mặt cao su của trục thì nó được vào vùng làm việc, như ta đã thấy ở hình 6.13 dọc theo đường trục y – y. Nối tâm của trục O_1 và xét tam giác vuông O_1O_3B trong đó x – trị số hiện tại của góc xác định vị trí của hạt ở thời điểm đã biết.



Hình 6.13. Sơ đồ xác định đại lượng biến dạng tuyệt đối của bề mặt cao su của trục

Đoạn $$O_1O_3 = \frac{O_1B}{\cos x} = \frac{D+\delta}{2\cos x}$$

Trong đó: $$O_1B = \frac{D+\delta}{2}$$

Hạt biến dạng khi trục nén nó và bề mặt cao su của trục cũng biến dạng đồng thời. Đại lượng biến dạng tuyệt đối của bề mặt cao su được đặc trưng bằng đoạn CE xác định bằng cách sau:

Sơ bộ tìm đoạn $EO_3 = O_1O_3 - O_1E$

Trong đó: $$O_1O_3 = \frac{D+\delta}{2}/\cos x \text{ và } O_1E = \frac{D}{2}.$$

Và $$EO_3 = \frac{D+\delta}{2.\cos x} - \frac{D}{2}$$

Từ đó đoạn $CE = CO_3 - EO_3$, trong đó $CO_3 = d/2$ mm; ở đây d là kích thước hạt.

Như vậy: $$CE = \frac{d}{2} - \frac{D+\delta}{2.\cos x} + \frac{D}{2} \qquad (6.9)$$

Phương trình này đặc trưng cho quy luật thay đổi biến dạng (tuyệt đối) của bề mặt cao su của trục theo góc x; góc này có thể thay đổi từ 0 đến $x = \alpha$ (trong đó α là góc kẹp hạt).

Kết luận đó cũng đúng đối với những trường hợp khi hạt nằm ở dưới đường tâm của trục.

Nếu ký hiệu $CE = \Delta h_0$ thì phương trình trên đây có dạng:

$$\Delta h_0 = \frac{d}{2} - \left(\frac{D+\delta}{2.\cos x} - \frac{D}{2} \right) \qquad (6.10)$$

Khi hạt nằm trên đường tâm của các trục (x = 0) thì $\Delta h_0 = \frac{d-\delta}{2}$ tức là có biến dạng tuyệt đối lớn nhất trên bề mặt cao su của trục.

Giả thiết rằng d = 4mm; D = 200mm; δ = 1,0mm; x = 0

Như vậy: $$CE = \frac{4}{2} - \frac{200+1}{2\cos 0} - \frac{200}{2} = 1,5\text{mm}$$

Khi $x = \alpha$, nghĩa là ở điểm tiếp xúc của hạt với bề mặt trục (ở chỗ hạt đi vào vùng làm việc), $\cos\alpha = \frac{D+\delta}{D+d}$; biến dạng bằng 0.

Giả thiết hạt đang dùng khảo sát có dạng hình cầu cứng tuyệt đối, ta xác định đại lượng lực nén hạt trong vùng làm việc giữa hai trục.

Theo lý thuyết đàn hồi khi nghiên cứu ép quả cầu cứng tuyệt đối lên bề mặt đàn hồi hình trụ "gần như vô tận" ta có thể biểu diễn (hình 6.14) sơ đồ tác dụng tương hỗ của trục và hạt khi hạt đi qua vùng làm việc.

Trong sơ đồ đó, lực P là lực tác dụng của trục thứ hai lên hạt.

Đại lượng biến thiên dạng tuyệt đối (Δh_0) của bề mặt cao su của truc được xác định phụ thuộc vào lực P bởi quan hệ sau:

$$\Delta h_0 = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2.k_1^2}{32}.\frac{R_1+2R_2}{R_1.R_2}.P^2} \qquad (6.11)$$

Trong đó: $K_1 = \frac{1-\mu^2}{\pi E}$ - thông số k_1 đặc trưng cho tính chất cơ học của cao su;

μ - hệ số Poisson; $\mu = 0,5$

E - môđun đàn hồi của cao su khi độ rắn của nó là 85 - 90 đơn vị (theo máy đo độ rắn TM-2) bằng 7,5-7,0MN/m^2 (75-80KG/cm^2);

$R_1 = d/2$ - bán kính quả cầu (hạt), m (cm);

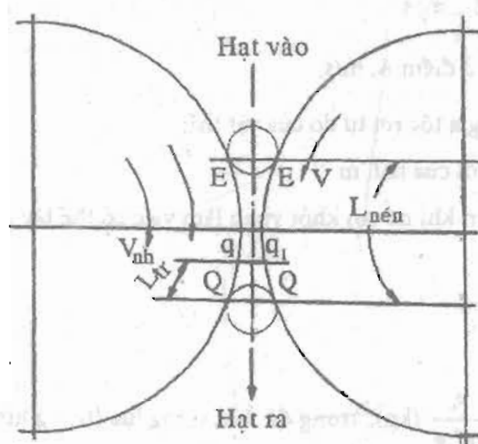
$R_2 = D/2$ - bán kính trục cao su hình trụ, m (cm).

Biết Δh_0 có thể thay trị số của nó vào công thức (6.11) và xác định đại lượng lực P nén hạt.

Sau khi biến đổi công thức (6.11) có dạng sau:

$$P = \frac{4}{3\pi k_1}\sqrt{\frac{\Delta h_0^3.R_1.R_2}{\left(\frac{R_1}{2}+R_2\right)}} \qquad N(kG) \qquad (6.12)$$

Do đó lực nén hạt trong vùng làm việc giữa các trục là hàm số của vị trí của nó (Δh_0), kích thước hạt (d), đường kính trục (D) và tính chất cơ học của bản thân cao su của trục.



Hình 6.14. Sơ đồ xác định lực nén hạt trong vùng giữa hai trục nén

Bởi vì ở khoảng giữa hai trục, sự phân bố hạt được quy ước chọn theo các dãy với khoảng cách $1^0 30'$ và góc kẹp hạt có đường kính 200mm là $7^0 30'$, trên đường tâm của các trục có thể xếp được 5 dãy hạt.

Biết kích thước hạt, ví dụ như đối với hạt kê d = 2mm, và đối với gạo d = 3mm, khi khe hở giữa các trục cao su tương ứng là δ = 0,3mm và δ = 0,75mm có thể xác định Δh_0 và P:

$$K = \frac{1-\mu^2}{\pi E} = \frac{1-0,5^2}{3,14.80} = \frac{0,75}{251} = 0,003$$

Thay các số liệu vào công thức (6.10) và (6.12) ta được trị số bằng số của biến dạng tuyệt đối Δh_0 của trục cao su và lực nén P nén hạt ở vùng làm việc giữa hai trục với mỗi dãy.

Tùy theo mức độ gần nhau của hạt đối với đường tâm của các trục mà đại lượng Δh_0 và p tăng lên.

Biết lực mà một hạt phải chịu và số lượng hạt ở trong vùng làm việc, có thể xác định lực nén sinh ra giữa các trục trong quá trình xay, có kể đến hệ số đầy của vùng làm việc trong giới hạn từ 0,5 đến 0,6. Số lượng hạt (n) trong vùng làm việc giữa hai trục được xác định theo kích thước của bản thân hạt, có nghĩa là theo chiều dày c của nó (đối với hạt có hình dạng elíp) hay đường kính d (đối với hạt có dạng hình cầu) và chiều dài của trục L_c.

Số hạt: $$n = \frac{L_c}{d}$$

Trong quá trình bóc vỏ, ngoài các lực nén ra thì lực dịch trượt cũng có ý nghĩa lớn, khi trục quay cái nọ ngược chiều cái kia với tốc độ khác nhau. Trục nhanh quay vượt trục chậm một đại lượng $L_{trượt}$, lúc này do kết quả ép hạt vào bề mặt cao su mà trục nhanh không những chỉ phá hủy lớp vỏ của hạt bằng nén ở vùng làm việc giữa hai trục, mà còn tách lớp vỏ đó ra, có nghĩa là tiến hành quá trình xay.

Thời gian tiến hành phá tung lớp vỏ ngoài của hạt dưới tác dụng của trục cao su được đo bằng phần nghìn giây. Lực cản trung bình để phá tung lớp vỏ hay lực trung bình của trục nhanh tác dụng lên hạt được xác định trên cơ sở định luật động lượng.

Ta thành lập sơ đồ tính toán để xác định lực tác dụng của trục nhanh lên hạt. Nguyên liệu từ phễu cung cấp rơi tự do vào vùng làm việc giữa các trục quay với tốc độ V_n (đối với trục nhanh) và V_c (đối với trục chậm). Ở thời điểm tiếp xúc của hạt với trục, nó đạt được tốc độ rơi tự do (không kể sức cản của không khí).

$$V_{h_1} = \sqrt{2gH} \quad m/s$$

Trong đó: V_{h_1} - tốc độ hạt ở điểm A, m/s;

$g = 9,81\ m/s^2$ - gia tốc rơi tự do của vật thể;

H – chiều cao rơi của hạt, m.

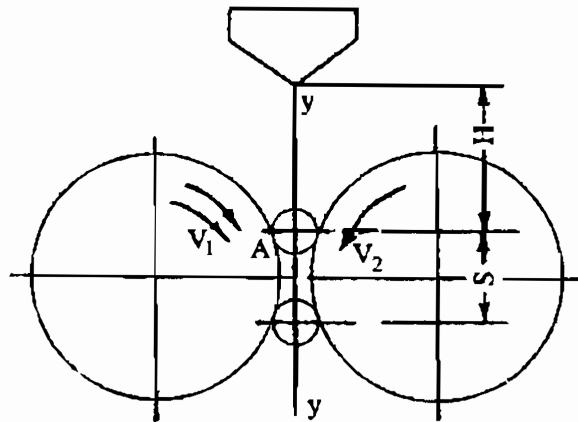
Tốc độ của hạt ở thời điểm khi nó rơi khỏi vùng làm việc có thể lấy gần đúng bằng một nửa tổng đại số, tức là:

$$V_l \approx \frac{V_n + V_c}{2}$$

Khối lượng một hạt $m = \frac{A}{10^6.g}$ (kg); trong đó A là trọng lực (trọng lượng) của 1000 hạt tính bằng (N) của nguyên liệu đem chế biến.

Thời gian tác dụng của lực lên hạt được xác định xuất phát từ điều kiện chuyển động với gia tốc của nó trong vùng làm việc. Hình 6.15 cho biết đoạn đường chuyển động của hạt trong vùng làm việc s. Cung vòng tròn hay $L_{nén}$ đối với các đường kính ứng dụng của trục và kích thước hạt thường ở trong giới hạn 25-30mm và hình chiếu của cung đó trên đường trục y-y với mức đủ chính xác đối với thực tế tính toán có thể lấy bằng:

$$S = L_{nén}$$



Hình 6.15. Sơ đồ xác định lực tác dụng của trục nhanh lên hạt

Vậy thời gian hạt đi qua vùng làm việc được xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{2S}{V_l + V_2} = \frac{2L_{nén}}{V_l + V_2} \quad (6.13)$$

Trong đó: τ - thời gian hạt đi qua vùng làm việc, s;

$L_{nén}$ - chiều dài đoạn nén trong vùng làm việc, m;

$\frac{V_n + V_c}{2}$ - tốc độ hạt ở thời điểm nó rời khỏi vùng làm việc, m/s;

$V_2 = \sqrt{2gH}$ - tốc độ hạt ở thời điểm nó tiếp xúc với trục, m/s.

Lực tương đương tác dụng lên hạt trong vùng giữa hai trục là $P_0 = P_n - P_c$; trong đó P_n và P_c là các lực do trục quay nhanh và quay chậm tác dụng lên hạt.

Ta hãy xác định trị số P_0 dựa trên cơ sở định luật động lượng thành lập phương trình:

$$m.(v_1 - v_2) = P_0.\tau$$

Trong đó m là khối lượng hạt, kg.

$$P_0 = \frac{m(v_1 - v_2)}{\tau}$$

Biết m và τ, thay các trị số của chúng sẽ xác định được lực dịch trượt cần thiết để bóc lớp vỏ ngoài của hạt:

$$P_0 = \frac{A(V_1^2 - V_2^2)}{10^6.g.2L_{nén}} = \frac{A\left[(V_n - V_c)^2 - 8gH\right]}{8.10^6.g.L_{nén}}, \quad N(kG) \tag{6.14}$$

Năng lượng

Biết P_0 có thể xác định được tổn thất năng lượng (E) trong quá trình xay hạt, vì trục nhanh quay vượt hơn trục chậm một đại lượng L_{tr} và $L_{tr} = \frac{K-1}{K}.L_{nén}$

Cho nên trên đoạn đó trong vùng làm việc giữa hai trục năng lượng được sử dụng để bóc vỏ và phá hủy vỏ của hạt. Thay trị số L_{tr} vào công thức, có thể xác định được đại lượng công tiêu thụ trong quá trình xay:

$$E = P_0.L_{tr} = \frac{A\left[(V_n - V_c)^2 - 8gH\right]}{8.10^6.g.L_{nén}}.L_{nén}\left(\frac{k-1}{K}\right), \quad J\ (kGm)$$

Hay có kể đến công nén (N nén)

$$E = \frac{A\left[(V_n - V_c)^2 - 8gH\right]}{8.10^6.g}.\left(\frac{k-1}{K}\right) + N_{nén}, \quad J\ (kGm) \tag{6.15}$$

Về tổn thất năng lượng đối với một hạt, người ta tính công suất và tiêu thụ năng lượng để bóc vỏ một số lượng hạt thực tế có tính đến hệ số đầy ở vùng làm việc giữa hai trục.

Hiệu quả công nghệ làm việc của máy

Hiệu quả công nghệ làm việc của máy xay được đặc trưng bằng chỉ tiêu chủ yếu – chất lượng bóc vỏ sau một lần hạt đi qua máy.

Trong những trường hợp khi cần phải xác định hệ số bóc vỏ K_{bv} trong khi cho một phần hay toàn bộ hạt đã xay quay trở lại hỗn hợp cùng với hạt chưa xay để đưa vào máy xay xát tiếp theo sau, có thể dùng công thức:

$$K_{bv} = \frac{(c + M + m)}{K_{cb1} + C_1}100 \tag{6.16}$$

Trong đó: c - số lượng hạt được bóc vỏ do kết quả gia công, %;

M - số lượng nhân bị vỡ, %

m - số lượng cám, %;

c_1 - số lượng hạt đã bóc vỏ có lẫn trong hỗn hợp đưa quay trở lại máy để gia công lại, %;

K_{cb1} - số lượng hạt chưa bóc vỏ trước khi đưa vào may, %.

Hệ số nguyên vẹn của nhân (Kn) xác định theo công thức:

$$K_n = \frac{N}{N+M+m} \quad \% \tag{6.17}$$

Trong đó: N- số lượng nhân nguyên vẹn, %.

Khi xay trên máy mà lấy được ra nhân nguyên vẹn càng hoàn toàn thì quá trình xay trên máy đó càng hiệu quả. Hiệu quả công nghệ làm việc của máy xay được đặc trưng bởi hệ số chung η_x, nói lên chỉ tiêu về chất lượng và số lượng của máy làm việc.

$$\eta_x = K_{bv}.K_n \quad \% \tag{6.18}$$

Hệ số bóc vỏ của hạt ở trong máy xay trục cao su sau một lần cho hạt đi qua máy là 0,88-0,92 với lượng nhân bị vỡ thấp nhất là 0,3-0,5%.

Năng suất

Để xác định năng suất lý thuyết của cặp trục làm việc nên dùng công thức:

Hệ SI: $Q = \rho_1.L.V_3.\delta.\varphi$, kg/s

Hay: $Q = 3,6.10^3.\rho_1.L.V_3.\delta.\varphi$ kg/h (6.19)

Trong đó: ρ_1 - khối lượng thể tích của sản phẩm trước khi xay, kg/m^3;

L - chiều dài trục, m;

V_3 - tốc độ trung bình của hạt trong vùng xay, m/s;

δ - đại lượng trung bình của khe hở giữa các trục trong vùng xay, m (cm);

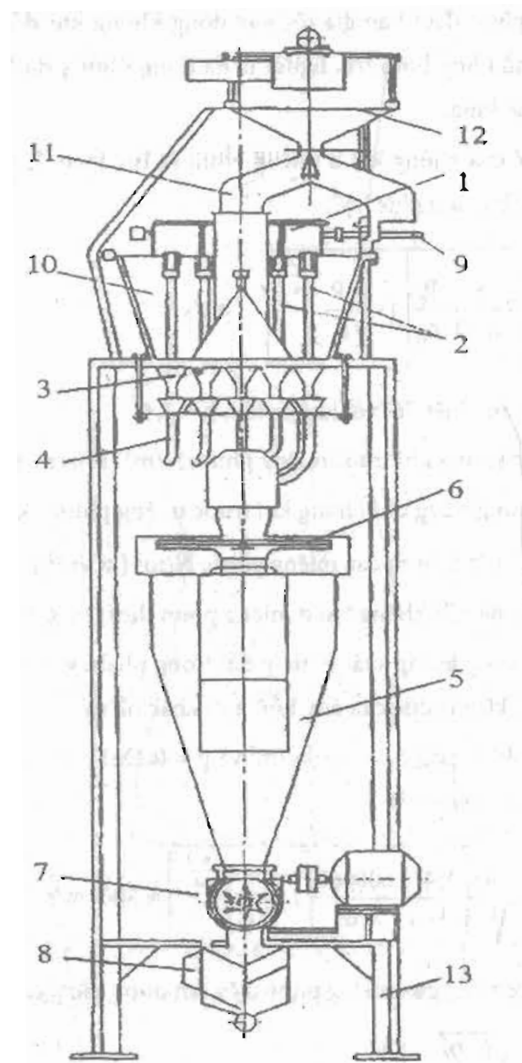
φ - mức độ chứa đầy thể tích của vùng xay, φ=0,28 – 0,30.

6.3.8. Hệ thống thiết bị xay bằng không khí (Máy xay bằng năng lượng khí nén)

Hiện nay người ta dùng các tia khí áp lực rất lớn để nghiền nguyên liệu có độ lớn cứng hoặc thực hiện quá trình bóc vỏ.

Hình 6.16 dưới đây là hệ thống thiết bị xay bằng không khí, trong đó ống góp 1 được nối với các ống nghiệm phun 2 đặt trong nó theo đường tròn từ ống hỗn hợp 3 qua các ống mềm cao su 4, sản phẩm xay được hướng vào cyclon tháo liệu 5 mà trên cyclon này thì người ta lắp quạt gió 6 để tách riêng một phần vỏ của sản phẩm xay. Từ cyclon tháo liệu, sản phẩm xay qua van 7 hướng tới ống hút 8 để tách hết vỏ ra khỏi sản phẩm xay. Không khí nén đi vào ống góp 1 là từ máy nén có bình chứa đi qua ống nối 9. Nguyên liệu từ phễu chứa 12 đi qua đoạn ống 11 rồi vào buồng nạp – phân phối 10. Tất cả hệ thống thiết bị được lắp trên giá 13.

Quá trình xay hạt nhờ dòng không khí có âm thanh và siêu âm rất phức tạp, bản chất vật lý của quá trình xay hạt trong hệ thống thiết bị này như sau: sản phẩm ban đầu chịu tác động của dòng không khí có tốc độ âm thanh hoặc siêu âm phun vào ống trộn nguyên liệu (hạt) từ thùng chứa hình côn đi vào; ở trong ống trộn, hạt bắt đầu đạt đến một tốc độ xác định. Sau đó do kết quả ma sát với thành ống trộn mà hạt bắt đầu dừng lại và chịu tác động của dòng không khí từ miệng phun thoát ra chuyển động với tốc độ siêu âm tới hạn. Các lực tiếp tuyến xuất hiện lúc này trên bề mặt của vỏ do tác dụng tương hỗ của không khí với hạt ở trong ống hỗn hợp cùng với các sóng tác dụng va đập đảm bảo điều kiện có sự chênh lệch lớn về áp suất của không khí ở bên trong hạt và ở vùng chân không của không khí bao trùm bên ngoài hạt, làm cho sự liên kết giữa các lớp vỏ với nhau cũng như giữa vỏ với nhân bị phá hủy, nghĩa là thực hiện quá trình bóc vỏ bản thân.



Hình 6.16. Hệ thống thiết bị xay bằng không khí

1. ống góp; 2. ống có miệng phun; 3. ống hỗn hợp; 4. ống mềm bằng cao su; 5. cyclon tháo; 6. quạt gió; 7. van chắn; 8. ống hút; 9. ống nối; 10. buồng nạp – phân phối; 11. đoạn ống; 12. phễu chứa; 13. giá máy

Dòng không khí từ miệng phun thoát ra có năng lượng nhất định, trong trường hợp này đã dùng để phá hủy lớp vỏ. Rõ ràng rằng để thu được hiệu quả cao của quá trình xay cần phải tạo điều kiện để năng lượng của dòng không khí được tiêu thụ lớn nhất cho quá trình đó; muốn vậy thì cần phải đảm bảo một lưu lượng không khí nén nhất định kèm theo chuyển động tương xứng của nó. Những hệ thống thiết bị như thế được ứng dụng có kết quả trong những nông trường quốc doanh nuôi gia cầm, để chuẩn bị thức ăn cho gia cầm.

Sơ đồ của quá trình xay bằng không khí như sau: nguyên liệu ban đầu đi vào trong thùng chứa hình côn từ ống có miệng phun ở trung tâm của bình chứa đó. Không khí nén từ máy nén có bình chứa qua ống mềm bằng cao su được đưa vào ống mà ở cuối ống này có lắp miệng phun với đường kính tới hạn và lỗ ra phù hợp. Nguyên liệu ban đầu từ thùng hình côn được phun ra bởi dòng không khí có tốc độ siêu âm ở miệng phun thoát ra mà nguyên liệu được bóc vỏ. Theo ống mềm bằng cao su hỗn hợp các hạt đã được bóc vỏ và chưa được bóc vỏ cùng với trấu được đưa vào bộ phận tháo liệu ly tâm.

Để tính toán miệng phun đảm bảo gia tốc của dòng không khí đến tốc độ âm thanh hoặc siêu âm cũng như để tính toán ống hỗn hợp hình trụ, người ta đã dùng những dự kiến dựa trên lý thuyết về thiết bị dòng và khí động lực học ứng dụng.

Để tính toán tốc độ V của không khí ở miệng phun ra tùy theo độ giảm áp P/P_0 người ta dùng công thức đã biết của Xenvenan về khí động lực học:

$$V = \varphi\sqrt{2\frac{\kappa}{\kappa-1}.\frac{P_0}{\rho_0}\left[1-\left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad m/s$$

Trong đó: k - chỉ số đoạn nhiệt đối với không khí, k = 1,4;

P_0 – áp suất không khí trước miệng phun, N/m^2 (kG/cm^2);

ρ_0 - khối lượng riêng của không khí trước miệng phun, (kg/m^3) (kG/s^2);

P - áp suất ở tiết diện ra của miệng phun, N/m^2 (kG/m^2);

φ - hệ số tốc độ của không khí ở miệng phun thoát ra, φ = 0,95-0,97.

Tùy theo dạng hạt gia công mà áp suất P_0 thay đổi trong phạm vi rộng từ 3÷10at, khi đường kính lỗ ra của miệng phun khác nhau và kích thước của ống hỗn hợp khác nhau.

Nếu $P_0 = 0{,}6MN/m^2$ ($6kG/cm^2$); $\rho_0 = 6{,}65kg/m^3$ và $p = 0{,}1MN/m^2$ ($1kG/cm^2$) thì tốc độ của không khí ở miêng phun thoát ra đi vào khí quyển là:

$$V = 0{,}95.\sqrt{2\frac{1{,}4}{1{,}4-1}.\frac{600000}{6{,}65}\left[1-\left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right]} \approx 500 \ m/s$$

Lưu lượng không khí nén (G) qua miệng phun siêu âm được xác định theo công thức:

$$G = c.F_{th}.\sqrt{P_0.\rho_0}, \quad kg/s$$

Trong đó: F_{th} - thiết diện tới hạn của miệng phun;

c -hệ số cố định phụ thuộc tính chất của môi trường, đối với không khí c = 2,14.

Tiết diện tới hạn của miệng phun tính theo công thức:

$$F_{th} = \frac{G}{c\sqrt{P_0.\rho_0}}, \quad m^2$$

Khi ở miệng phun thoát ra thì dòng không khí có một năng lượng nhất định, năng lượng đó phụ thuộc vào độ giảm áp P/P_0.

Từ nhiệt động kỹ thuật ta biết được rằng khi đoạn nhiệt thì năng lượng riêng của dòng không khí ở miệng phun thoát ra E_r được tính theo công thức:

$$E_r = \frac{k}{k-1}.\frac{P_0}{\rho_c}-\left[1-\left(\frac{P_0}{\rho_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right], \quad kGm/kg$$

Vậy khi $P_0 = 6at$ thì năng lượng riêng:

$$E_1 = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot \frac{600000}{6,65}\left[1-\left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right] = 13350, \quad kGm/kg$$

Tốc độ dịch chuyển trung bình của hạt trong ống hỗn hợp được xác định theo công thức:

$$V = \varphi\frac{S}{T}, \quad m/s$$

Trong đó: T - thời gian hạt đi qua ống hỗn hợp, s;

S - chiều dài ống hỗn hợp, m;

φ - hệ số trở lực khi hạt dịch chuyển trong ống hỗn hợp.

Như các nghiên cứu đã cho biết thì khi áp suất của không khí nén là 6at (tốc độ dòng không khí là 512m/s) tốc độ dịch chuyển của hạt trong ống hỗn hợp là 60-65m/s. Hiệu quả làm việc của hệ thống thiết bị xay bằng không khí được đặc trưng bằng hệ số bóc vỏ cao khi cho nguyên liệu một lần đi qua máy (K_{bv} = 92-98%); số lượng nhân hạt vỡ là 0,2-0,8%, khi đó độ ẩm ban đầu của nguyên liệu là 13-14,5%. Năng suất của một ống hỗn hợp là 120-180 kg/h tùy theo dạng nguyên liệu gia công.

6.4. Máy xát gạo

Tiếp theo quá trình bóc vỏ trấu của thóc cần bóc nốt lớp vỏ mỏng chủ yếu là xenlulo của gạo lật để dễ tiêu hóa và tạo cho hạt gạo có màu trắng đẹp. Đây chính là quá trình tách cám với tỷ lệ thích hợp để không bị mất nhiều sinh tố và dinh dưỡng. Gạo xuất khẩu có mức tách cám từ 8,5 -10%, còn gạo dùng trong nước có mức tách cám từ 5,5-6,6% khối lượng cám so với khối lượng gạo lật. Quá trình xát chủ yếu dựa vào ma sát nên có nhiều kiểu máy xát khác nhau; chất lượng máy được đánh giá dựa vào mức tách cám, năng suất và tỷ lệ đớn vỡ. Dưới đây ta lần lượt đánh giá ưu nhược điểm chính của một số kiểu máy xát hiện có.

6.4.1. Máy xát trục gang nằm ngang

Máy xát trục gang nằm ngang thường được dùng ở các cơ sở sản xuất nhỏ. Máy gồm trục gang có tạo gân dọc theo đường trục, phần đầu trục này được đúc gân xoắn vít để vận chuyển gạo vào khoang xát. Khoang xát là không gian giữa trục xát và vỏ mang hình trụ. Phần dưới vỏ là lưới sàng để tách cám. Trên vỏ máy đặt 3 dao xát có khe hở giữa chúng với trục xát khác nhau: phần hạt vào có khe hở từ 3÷4mm, còn phần tháo hạt từ 8÷9mm. Máy này có áp lực xát cao từ 25N/cm^2 đến 28N/cm^2 nên xát nhanh nhưng tỷ lệ đớn nát cao. Cám và tấm dễ bít tắc lỗ sàng làm giảm sự tách cám, tăng nhiệt độ hạt dẫn đến làm tăng tỷ lệ gẫy vỡ. Máy này có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo.

6.4.2. Máy xát trục đá hình côn

Máy này chỉ khác máy xát trục gang ở chỗ không lắp dao xát trên vỏ máy và trục xát được lắp đá nhám hình côn có áp lực trong buồng xát rất cao từ 20-25N/cm^2. Do lực ma sát lớn nên hiệu quả xát cũng cao, tỷ lệ đớn nát thấp hơn loại trên. Nhưng do trục xát đắp bột đá nên trục chóng mòn và việc thoát cám cũng chưa tốt.

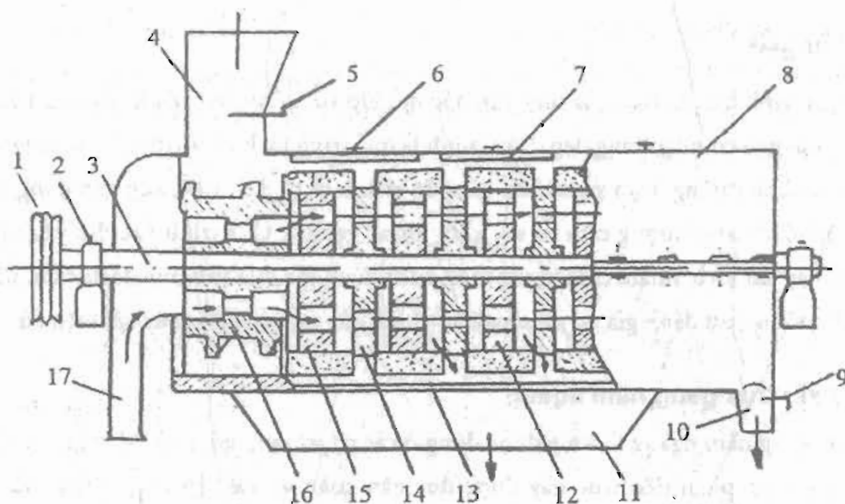
6.4.3. Máy xát đá hình trụ

Để giảm áp lực xát nhằm hạn chế tỷ lệ đớn nát của hạt, trục đá hình côn đã được cải tiến thành hình trụ, áp lực xát khoảng $5N/cm^2$. Đường kính trục đá thường từ 200-300mm. Sàng tách cám được bố trí bao quanh trục xát. Máy này có tỷ lệ đớn nát thấp, nhưng vẫn khó thoát cám. Việc cám khó thoát kéo theo các nhược điểm khác như làm tăng nhiệt độ cao có áp lực làm cho dầu cám bị tách ra gây vón cục bít tiếp các lỗ sàng lại, làm tăng sự khó thoát cám. Mặt khác chất lượng dầu cám thu được trong khâu ép sau cũng kém đi. Đó là lý do để xuất hiện những mẫu máy xát cải tiến có thổi gió tách cám như máy xát trục gang trụ có lỗ gió hoặc máy xát nhiều đĩa đá có thổi gió.

6.4.4. Máy xát nhiều đĩa đá có thổi gió

Máy xát nhiều đĩa đá có thổi gió (hình 6.17) có nguyên lý kết cấu như sau:

Nguyên lý làm việc của máy này cũng giống như các máy xát trên, chủ yếu dựa vào lực ma sát giữa các vành đĩa, lưới sàng với khối hạt và giữa các hạt với nhau. Về kết cấu, trên trục chính của máy có lắp vít đẩy liệu ngay phía dưới phễu cấp liệu để vừa đẩy liệu vừa phối hợp với van tháo liệu 9 tạo áp lực cần thiết để xát. Các đĩa đá 15 được đắp lên các vành gắn đĩa 12 và được lắp vào trục máy, đĩa nọ cách đĩa kia bởi vành trung gian 14. Các vành gắn đĩa, vành trung gian và vít đẩy đều tạo lỗ dẫn gió để trong quá trình xát, gió được quạt đẩy qua ống dẫn gió 17 chui qua các lỗ vào khe dẫn gió trên vành trung gian.



Hình 6.17. Máy xát nhiều đĩa đá có thổi gió

1. bánh đai truyền động; 2. ổ trục đỡ; 3. trục máy; 4. phễu; 5. van lá điều chỉnh; 6. tay quay dao xát; 7. dao xát; 8. vỏ máy; 9. van lá tháo liệu; 10. ống tháo liệu; 11. khoang thu cam; 12. vành đĩa gắn đá; 13. lưới sàng; 14. vành trung gian; 15. đĩa đá; 16. vít đẩy hạt; 17. ống thổi gió

Nhờ có gió thổi từ các khe của các vành trung gian mà lượng cám vừa được tách ra qua mỗi đĩa đá được thổi ngay qua lưới sàng 13. Nhờ vậy vừa tách cám tốt mà lưới sàng ít bị bít lỗ, vừa tạo khả năng xáo trộn lớp hạt trong các khoang xát, đồng thời hạ nhiệt độ của khối hạt dẫn đến đạt hiệu quả tốt hơn, tỷ lệ đớn nát thấp. Để tăng cường quá trình xát, điều chỉnh được tốc độ di chuyển của gạo ở trong máy và điều chỉnh được áp lực sát người ta còn lắp thêm hệ dao xát 7 đặt dọc trên vỏ máy vừa có thể điều chỉnh được khe hở với đĩa đá vừa xoay được, tạo phương vận chuyển thuận hoặc ngược với phương vận chuyển của vít đẩy 16 làm hạt thoát nhanh hoặc chậm (loại máy này đang được tiếp tục nghiên cứu để giảm bớt múc phức tạp về kết cấu và hoàn thiện thêm về tính năng công nghệ).

6.4.5. Máy xát kiểu nón

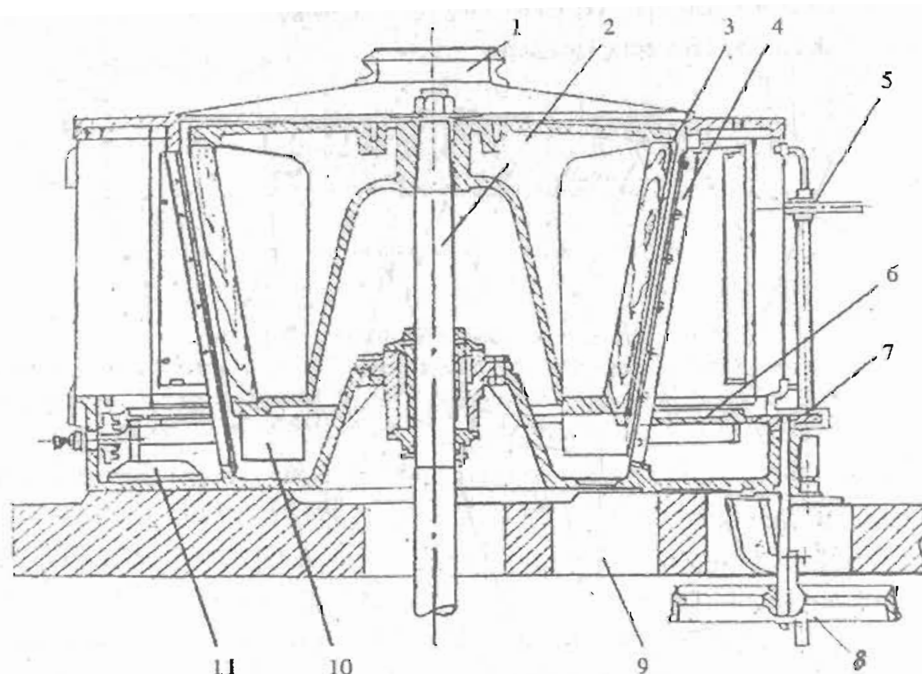
Máy xát kiểu nón gồm một tang hình nón cụt có đáy lớn ở phía trên, đáy nhỏ ở phía dưới và vỏ ngoài được bọc bằng đá nhám. Tang nón này được lắp trên một trục thẳng đứng quay. Trục này có thể điều chỉnh lên hoặc xuống được nhờ tay quay điều chỉnh, qua đó làm tăng hoặc giảm khe hở xát giữa tang xát và lưới sàng. Lưới sàng gồm nhiều phần ghép lại thành hình nón. Giữa hai phần lưới sàng là một thanh nẹp bằng cao su (gồm 6 thanh nẹp bằng cao su) để thay đổi lực ma sát với khối hạt, nhờ đó có tác dụng đảo trộn lớp hạt và hạn chế tốc độ chảy của lớp hạt trong khoang xát. Trên các nẹp cao su này còn gắn thêm các vít điều chỉnh để thay đổi khe hở với tang xát. Hình dạng và kết cấu của máy xát nón giống như máy đánh bóng kiểu nón (hình 6.18) chỉ khác về kết cấu tang nón và lưới sàng.

6.5. MÁY ĐÁNH BÓNG GẠO

6.5.1. Công nghệ xoa bóng và làm nguội

Hạt gạo sau khi xát, trên bề mặt còn có những vết gợn dọ ma sát giữa mặt đá và hạt để lại tạo thành các rãnh, trong phủ các hạt cám nhỏ, chúng rất khó tách ra bằng sàng và quạt. Sự có mặt của những hạt cám gây khó khăn cho quá trình bảo quản, vì cám hút nước nhanh và dễ bị ôi khét, làm giảm giá trị cảm quan và sử dụng của gạo. Vì vậy gạo xát cần được xoa bóng để tách cám, làm cho hạt gạo nhẵn đẹp và có màu sắc đồng nhất.

Quá trình xoa bóng được thực hiện trong các máy xoa có cấu tạo tương tự như các máy xát, nhưng bề mặt trục xoa (trong máy xát là trục đá) không phủ lớp mặt đá mà phủ bằng lớp lông thú hoặc vải. Trong máy xoa không bố trí dao. Mặt sàng có lỗ sàng 0,7÷1mm dài 20mm (lỗ dài). Tốc độ bề mặt trục xoa theo đường vít xoắn, nhờ ma sát mà bề mặt của nó được đánh bóng.



Hình 6.18. Máy đánh bóng gạo kiểu nón

1. ống dẫn điện; 2. trục máy; 3. tang đánh bóng; 4. lưới sàng; 5. tay quay điều chỉnh khe hở; 6. đĩa răng to; 7. đĩa răng nhỏ; 8. bánh đai; 9. đĩa ra liệu; 10. cánh gạt liệu; 11. cào gạt cám

Gạo ra khỏi máy xoa phải đạt được các chỉ tiêu: tỷ lệ cám trong gạo không còn quá 0,1%, tỷ lệ tấm không được tăng quá 0,5% so với tỷ lệ tấm trước khi vào xoa.

Ra khỏi máy xoa, gạo cần được làm nguội, giảm nhiệt độ từ 7°C trở lên (ra khỏi máy xoa nhiệt độ của gạo thường cao hơn nhiệt độ môi trường từ 10-15°C) để giảm tỷ lệ gạo rạn nứt. Người ta thường làm nguội gạo sau máy xoa bằng quạt gió.

6.5.2. Máy đánh bóng gạo kiểu nón

Đây là quá trình gia công tiếp theo của quá trình bóc vỏ, xát tách cám và làm bóng bề mặt hạt gạo. Kết cấu máy (hình 6.18) gồm các bộ phận chính sau: gạo từ ống nạp liệu 1 chảy vào khe đánh bóng giữa tang 3 và lưới sàng 4. Tang đánh bóng hình nón gồm nhiều thanh nẹp gỗ ghép lại. Cứ giữa hai mảnh gỗ lại kẹp một miếng da nhờ đó có tạo thành một tang nón gồm rất nhiều mảnh da mềm. Khi tang quay, các tấm da này va đập lên mặt hạt để đánh bóng bề mặt các hạt đang dịch chuyển vòng theo khe tang và chuyển dần xuống phía dưới vào khoang tháo liệu. Ở đây gạo được các cánh 10 gắn với tang 3 gạt xuống ống tháo liệu 9. Cám tạo ra trong quá trình đánh bóng được đẩy qua lưới sàng 4 rơi vào khoang chứa cám. Bánh đai 8 quay bánh răng nhỏ 7 để quay bánh răng lớn 6 mà trên đó gắn cào 11 nhằm đẩy cám ra khỏi máy.

Đường kính đáy lớn tang nón là	1000mm
Đường kính đáy nhỏ	830mm
Số vòng quay của tang	240v/p
Vận tốc vòng của tang đánh bóng	10,5÷12,5m/s
Năng suất máy	1800kg/h
Công suất	4,5kw

Ngoài ra còn có loại máy đánh bóng kiểu tang trụ, trên tang kẹp các mảnh da cũng làm việc dựa vào nguyên lý ma sát như ở máy đánh bóng kiểu nón.

CHƯƠNG 7

MÁY NGHIỀN HẠT (NGHIỀN NHỎ)

7.1. CỞ SỞ LÝ THUYẾT CỦA QUÁ TRÌNH NGHIỀN

Trong công nghiệp sản xuất bột, thức ăn gia súc và nhiều ngành công nghiệp khác thường tiến hành quá trình nghiền nhỏ vật liệu từ các cục to, các hạt thành bột thô vừa hoặc mịn. Nếu ta gọi kích thước trung bình của các cục vật liệu, các loại hạt trước khi đem nghiền là D và kích thước trung bình của bột thành phẩm sau khi nghiền là d thì có thể phân loại các mức nghiền theo bảng 7.1.

Bảng 7.1. Phân loại mức nghiền

Mức nghiền	Kích thước, mm	
	D	d
Nghiền:		
Nghiền thô	1000 – 200	250 – 40
Nghiền trung bình	250 – 50	40 – 10
Nghiền nhỏ	50 – 25	10 – 1
Nghiền bột:		
Nghiền to	5 – 1	0,1 – 0,04
Nghiền vừa	0,2 – 0,04	0,015 – 0,005
Nghiền mịn	0,1 – 0,04	0,005 – 0,001
Nghiền rất mịn	0,01 – 0,04	0,001

Quá trình nghiền nhỏ vật liệu trong các máy nghiền là nhờ các lực cơ học. Có thể phân loại các dạng tác dụng cơ học nhằm phá vỡ vật liệu đem nghiền như ở hình 7.1. Tùy theo kết cấu của từng loại máy nghiền mà lực phá vỡ vật liệu đem nghiền có thể là lực nén, ép, chẻ, bẻ, cắt, xẻ, ép trượt, va đập; hoặc do một vài dạng lực trên cùng tác dụng đồng thời. Công nghiền không chỉ phụ thuộc vào loại lực tác dụng, kết cấu máy và các cơ cấu truyền động mà còn phụ thuộc vào cơ lý tính của vật liệu đem nghiền như độ cứng, độ ẩm, tính chất của vỏ hạt.

I.A.N.Kupritx đã thí nghiệm nghiền vỡ 100cm³ hạt bằng máy nghiền có lắp lực kế kiểu quay tự ghi để xác định mômen xoắn phá vỡ (M) tương ứng với thời gian nghiền (hình 7.2).

Qua đồ thị thí nghiệm ta có thể rút ra một số nhận xét sau:

1. Độ cứng của ngô, đại mạch và tiểu mạch được đặc trưng bằng bất đẳng thức của mômen xoắn phá vỡ M:

$$M_n > M_{đm} > M_{tm}$$

2. Mức tiêu thụ năng lượng chung w của ba loại hạt thí nghiệm được biểu thị:

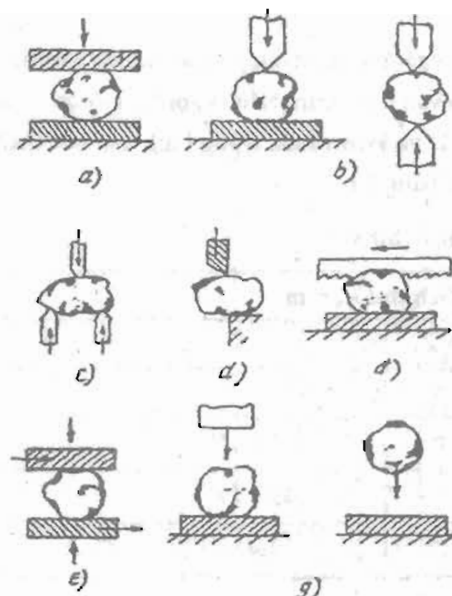
$$W_n < W_{đm} < W_{tm}$$

3. Thời gian nghiền:

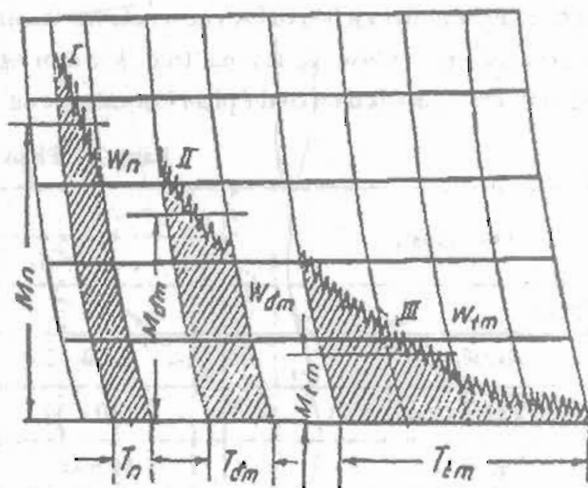
$$T_n < T_{đm} < T_{tm}$$

4. Năng suất ứng với các điều kiện nghiền như nhau có thể biểu diễn:

$$Q_n > Q_{đm} > Q_{tm}$$



Hình 7.1. Các lực nghiền
a) nén; b) chẻ; c) bẻ; d) cắt;
đ) xẻ; e) ép trượt; g) đập



Hình 7.2. Đồ thị xác định M theo thời gian nghiền

Công nghiền dùng để khắc phục các lực liên kết giữa các phần tử của vật liệu đem nghiền, các lực ma sát giữa vật liệu với nhau, giữa vật liệu với các cơ cấu nghiền và ma sát của các bộ phận chuyển động trong máy.

Việc xây dựng các công thức tính toán về công suất, năng suất cho mỗi loại máy nghiền có nhiều khó khăn và thường dựa vào thực nghiệm. Nhiều nhà nghiên cứu đã xây dựng các thuyết làm cơ sở để thành lập các công thức tính toán gần đúng so với kết quả thu được qua thực nghiệm. Dưới đây chỉ đề cập đến một số thuyết chính.

7.1.1. Các thuyết về nghiền

7.1.1.1. Thuyết bề mặt của P. Rv. Rittingơ

Công dùng trong quá trình nghiền tỷ lệ thuận với bề mặt mới tạo thành của vật liệu đem nghiền.

Giả thiết rằng cục vật liệu đem nghiền có hình lập phương (hình 7.3), kích thước ban đầu vào D; sau khi được nghiền nhỏ vẫn có hình lập phương với kích thước d và trong quá trình nghiền không có hao tổn vật liệu ở dạng bụi nhỏ. Nếu gọi tỷ số $D/d = i$ là mức độ nghiền (theo kích thước dài) thì số cục sản phẩm thu được sau khi nghiền sẽ tỷ lệ bậc 3 với mức độ nghiền.

$$Zd^3 = D^3$$

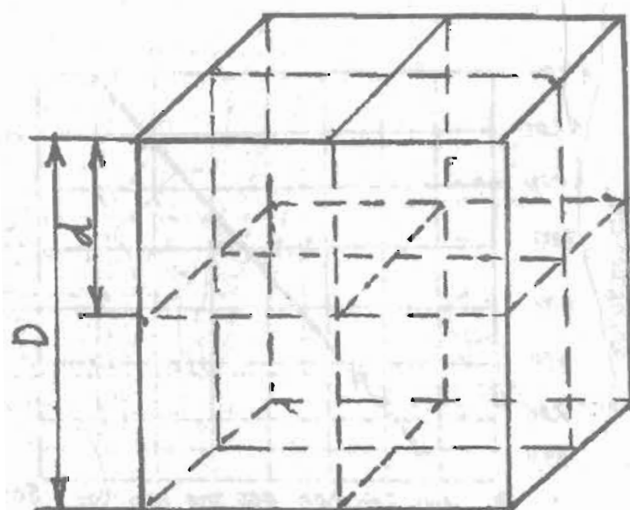
Vậy $$Z = \frac{D^3}{d^3} = i^3 \quad (7.1)$$

Bề mặt cục vật liệu trước khi nghiền có kích thước D là:

$$F_1 = 6D^2 \quad (7.2)$$

Tổng bề mặt các cục sản phẩm sau khi nghiền từ cục vật liệu ban đầu là:

$$F_2 = 6Zd^2 = 6.i^3d^2 = 6\frac{D^3}{d^3}d^2$$
$$F_2 = 6\left(\frac{D}{d}\right)D^2 = 6.i.D^2 \quad (7.3)$$



Hình 7.3. Kích thước cục vật liệu trước và sau khi nghiền

Vậy tổng bề mặt mới được tạo ra sau quá trình nghiền đập là:

$$F = F_2 - F_1 = 6.i.D^2 - 6D^2$$
$$F = 6D^2(i - 1) \quad (7.4)$$

Bằng thực nghiệm ta xác định công tiêu hao riêng (Ar) khi nghiền để tạo ra được một đơn vị bề mặt mới. Từ đó tính được công cần thiết cho quá trình nghiền:

$$A = Ar.F = 6\ Ar.D^2\ (i-1) \quad (7.5)$$

Trong thực tế vật liệu đem nghiền và sản phẩm sau khi nghiền có hình dạng bất kì; mặt khác công không chỉ dùng để phá vỡ vật liệu, tạo ra bề mặt mới mà còn dùng để làm biến dạng vật liệu trước khi nghiền vỡ. Vì vậy trong công thức tính công nghiền cần đưa thêm hệ số K:

$$A = 6K.ArD^2\ (i-1) \quad (7.6)$$

Trong đó: K – hệ số phụ thuộc vào hình dạng vật liệu, tính chất vật liệu và phương pháp nghiền tập.

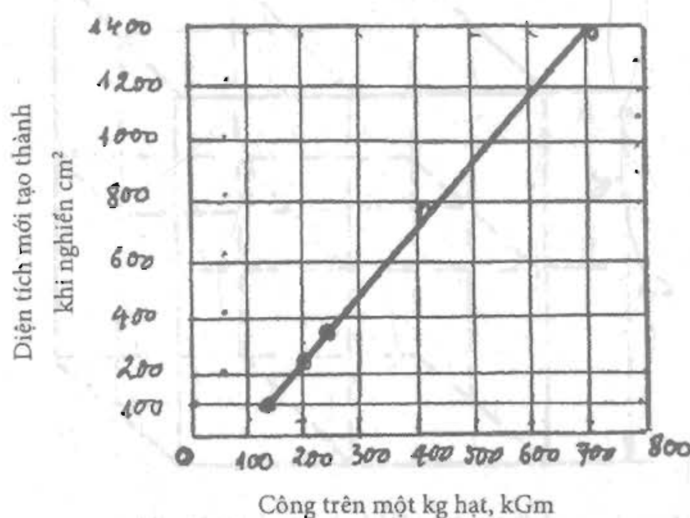
K được xác định bằng thực nghiệm, giá trị của K = 1,2 ÷ 1,7.

Bảng dưới đây nêu một vài trị số của công tiêu hao riêng (Ar) dùng để tạo ra một đơn vị bề mặt mới khi nghiền hạt (bảng 7.2).

Bảng 7.2. Công tiêu hao riêng khi nghiền một số hạt

Loại hạt	Độ ẩm (%)	Ar (Ws/cm²)
Tiểu mạch vùng Ucrain	11,3	0,15
Tiểu mạch vùng Miltuarum	11,3	0,11
Tiểu mạch vùng Milianopus	17,9	0,35
Mạch đen	12,4	0,19
Mạch đen	18,5	0,42

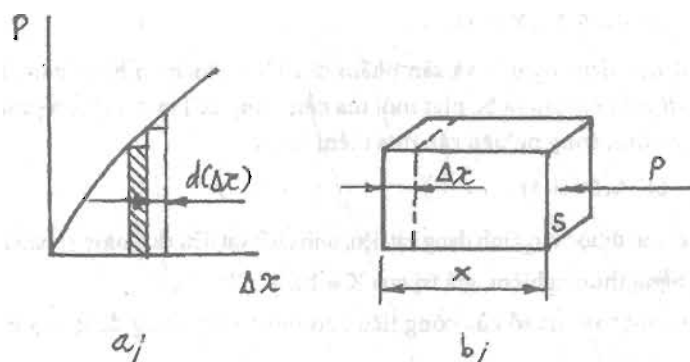
Hình 7.4 biểu diễn kết quả thực nghiệm khi nghiền hạt: Công nghiền tăng tỷ lệ thuận với tổng bề mặt mới tạo thành của bột sản phẩm.



Hình 7.4. Công nghiền phụ thuộc vào bề mặt mới tạo thành khi nghiền

7.1.1.2. Thuyết thể tích

Do V.N.Kiapichep đề ra và được kiểm tra bằng thực nghiệm với nội dung như sau: nếu tác dụng một lực P lên tiết diện S của một cục vật liệu hình khối chữ nhật (hình 7.5b) theo hướng của một cạnh là x thì sự biến dạng cục vật liệu được biểu thị bằng biểu thức $\Delta x = f(P)$ và được mô tả bằng đồ thị (hình 7.5b).



Hình 7.5. Quan hệ giữa lực tác dụng P và biến dạng Δx

Dưới tác dụng của lực P, ứng với một vi phân biến dạng là d(Δx) ta tốn một vi phân công là dA, có nghĩa là vi phân công này bằng tính số của lực tác dụng với đoạn vi phân biến dạng dΔx, vậy công tiêu hao chung từ ban đầu chưa biến dạng Δx = 0. Đến khi hạt tới biến dạng lớn nhất làm vật đem nghiền bị phá vỡ ($\Delta x = \Delta x_{Max}$), được xác định bằng biểu thức:

$$A = \int_0^{\Delta x_{max}} P.d(\Delta x) \qquad (7.7)$$

Gọi tỷ số $\frac{\Delta x}{x} = \varepsilon$ là tỷ số biến dạng của vật đem nghiền thì:

$$d(\Delta x) = d(x\varepsilon) = xd\varepsilon$$

Ứng suất hiện trong vật nghiền dưới tác dụng của lực P là:

$$\sigma = \frac{P}{S}$$

Từ đó $\qquad P = \sigma.S$

Thể tích cục vật liệu khối chữ nhật:

$$V = S.X$$

Thay các giá trị trên vào biểu thức tính công tác được:

$$A = \int_0^{\Delta x_{max}} \sigma.S.x.d\varepsilon = \int_0^{\Delta x_{max}} \sigma.V.d\varepsilon \qquad (7.8)$$

Ta kí hiệu

$$H_m = \int_0^{\varepsilon_{max}} \sigma d\varepsilon \qquad (7.9)$$

H_m không đổi đối với một loại vật liệu đem nghiền, nó đặc trưng cho cấu trúc và cơ lý tính của vật liệu.

Như vậy: $\qquad A = V.H_m \qquad (7.10)$

Do đó: $H_m = \frac{A}{V}$ chính là công làm biến dạng một đơn vị thể tích của vật liệu trước khi bị nghiền vỡ.

Nếu ta cần nghiền hai khối vật liệu cùng loại nào đó có thể tích là V_1 và V_2 thì sẽ tốn công là A_1 và A_2.

Từ biểu thức (7.10) ta có thể viết:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{V_1 H_m}{V_2 H_m} = \frac{V_1}{V_2} \qquad (7.11)$$

Với biểu thức trên rút ra kết luận: Công cần thiết để nghiền các vật tỷ lệ với các thể tích của chúng.

Dựa vào thuyết thể tích V. N. Kiapichep, Kie đã làm thí nghiệm như sau: Thả rơi các quả cầu bằng gang kích thước khác nhau lên trên một tấm kim loại cứng để xác định: ứng với độ cao nào thì các quả bi gang rơi bị vỡ. Công nghiền trong trường hợp thí nghiệm này được tính như sau:

$$A = V\rho H \qquad (7.12)$$

Trong đó: ρ - khối lượng riêng của viên bi.

Với hai viên bi gang có cùng ρ nhưng thể tích khác nhau (V_1 và V_2) ta có:

$$A_1 = V_1\rho H_1$$

$$A_2 = V_2\rho H_2$$

Rút ra:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{V_1\rho H_1}{V_2\rho H_2} = \frac{V_1 H_1}{V_2 H_2} \qquad (7.13)$$

Theo biểu thức (7-11) ta đã có:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{V_1}{V_2} \text{ nên } H_1 = H_2$$

Như vậy chiều cao rơi cần thiết để phá vỡ các viên bi gang có đường kính bất kì là như nhau.

Xét trường hợp nghiền một cục vật liệu có kích thước ban đầu là D tới kích thước yêu cầu sau nhiều lần nghiền là d nhưng có cùng mức độ nghiền vỡ một lần theo thể tích là a_0. Đối với một cục vật liệu khối lập phương có kích thước là D, bề mặt là $6D_2$ và thể tích là D^3 thì sau lần nghiền thứ nhất thu được cục mới là a_0 có kích thước là d_1 mà bề mặt và thể tích mỗi cục là $6d_1^2$ và d_1^3, còn tổng bề mặt của a_0 cục là $6a_0.d_1^2$.

Cần chú ý phân biệt:

1. Mức độ nghiền theo kích thước là i; i được tính theo kích thước nguyên liệu (D) và sản phẩm (d)

$$i = \frac{D}{d}$$

2. Mức độ nghiền một lần theo kích thước là i_0

$$i_0 = \frac{D}{d_1} \text{ hoặc } i_0 = \frac{d_{n-2}}{d_{n-1}}$$

3. Mức độ nghiền một lần theo thể tích là a_0

$$a_0 = \frac{D^3}{d^3} = Z_0 = i_0^3$$

a_0: cũng chính là số cục thu được sau một lần nghiền.

Với a_0 = const thì i_0 = const, do đó:

$$a_0 = \frac{D^3}{d_1^3} = \frac{d_1^3}{d_2^3} = \ldots\frac{d_{n-1}^3}{d_n^3}$$

$$i_0 = \frac{D}{d_1} = \frac{d_1}{d_2} = \ldots\frac{d_{n-2}}{d_{n-1}} = \frac{d_{n-1}}{d}$$

Nếu tính công tiêu hao đối với một đơn vị bề mặt tạo ra sau quá trình nghiền ta được kết quả cho ở bảng 7.3.

Bảng 7.3. Công tiêu hao đối với một đơn vị bề mặt tạo thành sau nghiền

Thứ tự nghiền	Bề mặt mới tạo ra	Công riêng
Lần thứ nhất	$F_1 = 6(a_0 d_1^2 - D^2)$ $= 6D^2(i_0 - 1)$	$Ar_1 = \dfrac{\sigma^2 D^3}{12ED^2(i_0 - 1)}$
Lần thứ hai	$F_2 = 6a_0(a_0 d_2^2 - d_1^2)$ $= 6D^2 i_0(i_0 - 1)$	$Ar_2 = \dfrac{\sigma^2 D^3}{12ED^2 i_0(i_0 - 1)}$
Lần thứ ba	$F_3 = 6a_0^2(a_0 d_3^2 - d_2^2)$ $= 6D^2 i_0^2(i_0 - 1)$	$Ar_3 = \dfrac{\sigma^2 D^3}{12ED^2 i_0^2(i_0 - 1)}$
Lần thứ n	$F_n = 6a_0^{n-1}(a_0 d_n^2 - d_{n-1}^2)$ $= 6D^2 i_0^{n-1}(i_0 - 1)$	$Ar_n = \dfrac{\sigma^2 D^3}{12ED^2 i_0^{n-1}(i_0 - 1)}$

Xét các giá trị về công tiêu hao riêng thấy rằng các tử số không đổi còn các mẫu số tăng dần vì $i_0 = \dfrac{D}{d_1}$ luôn luôn > 1. Như vậy công tiêu hao riêng giảm dần chứ không phải là hằng số với mỗi loại vật liệu như thuyết bề mặt của P.Rv.Rttingơ. Điều này chứng tỏ việc tạo ra bề mặt mới rất quan trọng, quyết định tới công nghiền các loại hạt. Do đó công tiêu hao riêng (Ar) này được xác định bằng thực nghiệm. Với cùng mức độ nghiền một lần theo thể tích là a_0 thì sau n lần nghiền phá vỡ cục vật liệu có kích thước D ta thu được Z cục sản phẩm có kích thước d. Quan hệ giữa Z và a_0 được xác định bằng công thức:

$$Z = \frac{D^3}{d^3} = i^3 = a_0^3 \tag{7.14}$$

Từ đó $$3\lg i = n\lg a_0 \rightarrow n = \frac{3\lg i}{\lg a_0} \tag{7.15}$$

Như vậy ứng với một lần nghiền thì tốn một công. Vậy ứng với n lần nghiền để nghiền nhỏ vật liệu từ kích thước D đến kích thước d yêu cầu phải tốn một công chung là:

$$A = \frac{\sigma^2 D^3}{2E} \cdot \frac{3\lg i}{\lg a_0} \tag{7.16}$$

Tổng bề mặt mới tạo thành sau n lần nghiền là:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + \ldots + F_n$$

$$F = 6D^2(i_0 - 1)(1 + i_0 + i_0^2 + \ldots + i_0^{n-1}) \tag{7.17}$$

Ở đây $$(1 + i_0 + i_0^2 + \ldots + i_0^{n-1}) = S = \frac{i_0^n - 1}{i_0 - 1} \tag{7.18}$$

Công tiêu hao trung bình được tính:

$$A_{tb} = \frac{A}{F} = \frac{\sigma^2 D^3}{12ED^2(i_0^n - 1)} \frac{3\lg i}{\lg a_0}$$

$$A_{rtb} = \frac{\sigma^2 D}{4E} \cdot \frac{\lg i}{\lg a_0} \cdot \frac{1}{(i_0^n - 1)} \quad (7.19)$$

Từ công thức (7.16) ta thấy công A sẽ tăng khi a_0 giảm, nhưng mức độ nghiền thể tích không thể nhỏ hơn 2, vì qua nghiền tối thiểu vật liệu cũng bị vỡ làm đôi ($a_0 = 2$) do vậy công nghiền cực đại tương ứng với $a_0 = 2$.

$$A_{max} = \frac{5\sigma^2 D^3}{E} \cdot \lg i \quad (7.20)$$

Ứng với năng suất của máy nghiền là G(kg/h) khối lượng riêng xốp của vật liệu là $\rho \frac{kg}{cm^3}$ và kích thước trung bình của vật liệu là D_{tb} thì công suất tính theo số cục vật liệu đem nghiền $\frac{G}{D_{tb}^3 \cdot \rho}$ sẽ là:

Công nghiền cần thiết một giờ:

$$A_h = \frac{\sigma^2 D_{tb}^3}{2E} \cdot \frac{3 \lg i}{\lg a_0} \cdot \frac{G}{\rho D_{tb}^3}$$

$$A_h = \frac{\sigma^2 G}{2E\rho} \cdot \frac{3 \lg i}{\lg a_0}, \quad Ncm \quad (7.21)$$

Công suất nghiền có kể đến hiệu suất chung η và được tính như sau:

$$N = 4{,}1.10^{-8} \cdot \frac{\sigma^2 G}{\eta E \rho} \cdot \frac{\lg i}{\lg a_0}, \quad kW \quad (7.22)$$

Với $a_0 = 2$ ta có công suất lớn nhất:

$$N = 13{,}7.10^{-8} \cdot \frac{\sigma^2 G \lg i}{\eta E \rho}, \quad kW \quad (7.23)$$

7.1.1.3. Thuyết thể tích về bề mặt của P.A.Rebinde

Theo thuyết này công nghiền gồm công làm biến dạng vật liệu và công tạo ra với bề mặt mới:

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E} + kF \quad (7.24)$$

Trong đó:

k- hệ số tỷ lệ đặc trưng cho vật liệu đem nghiền.

Cũng theo quan điểm này còn có công trình nghiên cứu của F.C.Bon và A.K.Runvist.

F.C.Bon cho rằng công nghiền tỷ lê với trung bình nhân giữa thể tích (V) và bề mặt (F) của vật liệu đem nghiền:

$$A = k\sqrt{V.F} \quad (7.25)$$

Với vât liệu có hình dạng bất kì ta đều có:

$$V = k_1 D^3$$

$$F = k_2 D^2 \quad (7.26)$$

Vậy công nghiền được xác định bằng công thức:

$$A = k\sqrt{k_1 k_2}.\sqrt{D^3 D^2}$$

$$A = k_0 D^{2,5} \tag{7.27}$$

Như vậy công dùng để nghiền một cục vật liệu từ kích thước D tới kích thước d qua n lần nghiền với mức độ nghiền i_0 không đổi là tổng các công dùng cho n lần nghiền trên:

$$A_0 = A_1 + A_2 + A_3 + ...A_n$$

$$A_0 = k_0.D^{2,5}\left[1 + (i_0^{0,5}) + (i_0^{0,5})^2 + ... + (i_0^{0,5})^{n-1}\right] \tag{7.28}$$

Tổng giá trị trong ngoặc vuông bằng:

$$S = \frac{\left[(i_0^{0,5})^n - 1\right]}{i_0^{0,5} - 1} = \frac{(i_0^n)^{0,5} - 1}{i_0^{0,5} - 1} \tag{7.29}$$

Do đó:

$$A_0 = k_0.D^{2,5}.\frac{(i_0^n)^{0,5} - 1}{i_0^{0,5} - 1} \tag{7.30}$$

Để nghiền G tấn vật liệu từ kích thước đầu D tới kích thước d, tính như sau:

Số cục vật liệu có thể tích D^3 trong G tấn vật liệu là: $Z = \frac{G}{\rho.D^3}$

Công nghiền G tấn vật liệu là:

$$A = A_0.Z = k_0.D^{2,5}\frac{(i_0^n)^{0,5} - 1}{i_0^{0,5} - 1}.\frac{G}{\rho.D^3} \tag{7.31}$$

Nếu ta thay i_0 bằng mức độ nghiền chung theo công thức:

$$i = \frac{D}{d} = i_0^n$$

Ta sẽ được:

$$A = \frac{k_0}{i_0^{0,5} - 1}\left(\frac{1}{\sqrt{d}} - \frac{1}{\sqrt{D}}\right)\frac{G}{\rho} \tag{7.32}$$

Trong công thức trên của F.C.Bon có k_0 và i_0 là những giá trị chưa biết cần xác định bằng thực nghiệm.

Tương tự với phương pháp tính của F.C.Bon là phương pháp tính ở dạng tổng quát của A.K.Runvist với nội dung như sau:

Theo V.N.Rittingơ : $A = f(D^2)$

V.N.Kiapichép và Kic : $A = f(D^3)$

F.C.Bon : $A = f(D^{2,5})$

A.K.Runvist : $A = f(D^m)$

Do đó với mức độ nghiền $i = \frac{D}{d} = i_0^n$ để nghiền một cục vật liệu từ kích thước D đến kích thước d cần tốn một công:

$$A_0 = k.D^m\left[1 + (i_0^{3-m})^1 + (i_0^{3-m})^2 + ... + (i_0^{3-m})^{n-1}\right] \tag{7.33}$$

Thay tổng các số hạng trong ngoặc vuông bằng:

$$S = \frac{1\left[(i_0^{3-m})^n - 1\right]}{i_0^{3-m} - 1} = \frac{\left(i_0^n\right)^{3-m} - 1}{i_0^{3-m} - 1}$$

$$S = \frac{\left(\dfrac{D}{d}\right)^{3-m} - 1}{i_0^{3-m} - 1} = \frac{D^{3-m} - d^{3-m}}{(i_0^{3-m} - 1)d^{3-m}} \qquad (7.34)$$

Vậy công tiêu hao dùng để nghiền G tấn vật liệu sẽ bằng công nghiền một cục là A_0 nhân với số cục $\frac{G}{\rho.D^3}$

$$A = k.D^m.\frac{D^{3-m} - d^{3-m}}{(i_0^{3-m} - 1)d^{3-m}}.\frac{G}{\rho.D^3} = \frac{k}{(i_0^{3-m} - 1)}.\frac{D^{3-m} - d^{3-m}}{D^{3-m}.d^{3-m}}.\frac{G}{\rho} \qquad (7.35)$$

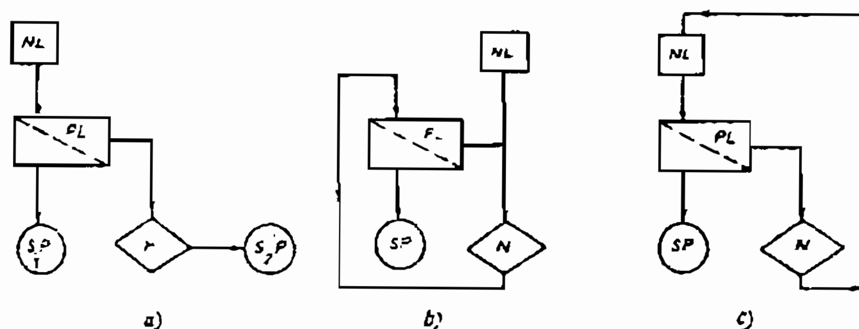
Sau khi biến đổi biểu thức (7.35) ta được công thức dưới đây:

$$A = \frac{k.G}{(i_0^{3-m} - 1)\rho}.\left(\frac{1}{d^{3-m}} - \frac{1}{D^{3-m}}\right) \qquad (7.36)$$

Các công thức tính công của ba thuyết nghiền chính nêu trên đều được áp dụng trong thực tế sản xuất vì nó mang tính chất lý thuyết và sẽ được hiệu chỉnh qua thực nghiệm. Điều đó chứng tỏ quá trình nghiền thực chất rất phức tạp bao gồm nhiều quá trình biến đổi cơ lý của vật liệu trong khi nghiền.

7.1.2. Các chu trình nghiền

Tùy theo tính chất của nguyên liệu đem nghiền như kích thước độ cứng, độ dẻo quánh và yêu cầu công nghệ của sản phẩm sau khi nghiền như cỡ hạt sản phẩm ứng với tỷ lệ cao, mức độ đồng đều, năng suất, chi phí năng lượng... mà người ta có thể tiến hành quá trình nghiền theo một trong các chu trình nghiền sau đây (hình 7.6).



Hình 7.6. Các chu trình nghiền
a. Chu trình hở; b. Chu trình kín; c. chu trình kép
NL: nguyên liệu; PL: thiết bị phân loại; N: máy nghiền; SP: sản phẩm

7.1.2.1. Chu trình hở (hình 7.6a)

Ở chu trình này nguyên liệu gồm nhiều cỡ khác nhau được đưa qua sàng phân loại để thu được cỡ nguyên liệu khá đồng đều nhằm tăng hiệu suất của máy nghiền. Sau khi nghiền ở máy người ta thu ngay sản phẩm mà không yêu cầu tiếp tục phân loại nữa. Do vậy độ đồng đều của sản phẩm không cao, năng lượng tiêu hao lại nhỏ. Với các loại máy nghiền nón và đặc biệt với các máy nghiền mà thường áp dụng chu trình nghiền hở, mức độ nghiền ở chu trình này nhiều khi dung với máy nghiền má chỉ phụ thuộc độ hở nạp liệu và rãnh hẹp tháo liệu của máy.

7.1.2.2. Chu trình kín (hình 7.6b)

Nguyên liệu được đưa trực tiếp vào máy nghiền. Bột sản phẩm ra khỏi máy được đưa qua thiết bị phân loại như máy sàng, máy rây... để phân loại sản phẩm theo cỡ hạt yêu cầu. Số hạt to được thiết bị phân loại tách riêng và tiếp tục đưa lại máy nghiền cùng nguyên liệu mới. Ở chu trình kín thì cỡ sản phẩm đồng đều hơn nhưng năng suất máy không cao và chi phí năng lượng cũng cao hơn so với chu trình hở.

7.1.2.3. Chu trình kép (hình 7.6c)

Với chu trình kép, sản phẩm ra khỏi máy nghiền được đưa trở lại bộ phận nạp liệu rồi cùng nguyên liệu mới qua thiết bị phân loại. Bột sản phẩm đạt kích thước yêu cầu được lấy ra, phần còn to được đưa nghiền lại. Chu trình kép thường dùng khi yêu cầu mức độ nghiền lớn như nghiền bột, đòi hỏi năng lượng tiêu hao lớn và thường lắp hai máy nghiền nối tiếp để thực hiện chu trình này.

Người ta đã kết cấu bộ phận phân loại như sàng, lưới thu bột sản phẩm, cyclon lắng... Trong quy trình nghiền khô hoặc cyclon nước trong chu trình nghiền ướt, bộ phận vận chuyển sản phẩm như quạt, máy thổi khí... vào trong một hệ thống thiết bị nghiền để tăng hiệu quả là việc của máy đã được cơ giới hóa nhằm thao tác điều khiển dễ dàng.

Tùy theo yêu cầu công nghệ mà có thể dùng quy trình nghiền khô hoặc nghiền ướt. Thí dụ để sản xuất bột ta có thể dùng quy trình nghiền khô bằng máy nghiền hai hoặc nhiều trục hoặc dùng máy nghiền đĩa bởi quy trình nghiền ướt. Với mỗi quy trình đều có ưu và nhược điểm riêng.

Ưu điểm chính của quá trình nghiền khô là lượng vật liệu của các cơ cấu nghiền bị mài mòn chỉ khoảng 1/5 so với nghiền ướt. Lượng oxit kim loại gây bẩn sản phẩm ít hơn, chi phí bảo dưỡng chăm sóc máy cũng ít hơn. Còn ở quy trình nghiền ướt cũng có một số ưu điểm chính như: lực nghiền chỉ bằng khoảng 3/4 lực nghiền khi nghiền khô, năng lượng chi phí phụ ít hơn; ít bụi bẩn và ồn ào nên điều kiện làm việc của công nhân vận hành máy tốt hơn; vận chuyển bột sản phẩm dễ; cỡ bột sản phẩm đồng đều hơn và máy nghiền ít bị nóng.

7.2. CÁC LOẠI MÁY NGHIỀN

Trong dây chuyền sản xuất của nhiều ngành công nghiệp cần có nguyên liệu ở dang bột nhỏ để cung cấp cho các công đoạn chế biến. Nguyên liệu bột này do nhà máy khác cung cấp hoặc do một số máy ở các công đoạn trước trong dây chuyền sản xuất ra. Tại các nhà máy xay xát của ngành lương thực, ngoài hệ thống máy sản xuất gạo còn trang bị thêm các hệ thống máy nghiền để nghiền bột mịn như bột mì, bột gạo, bột ngô hoặc trang bị thêm các máy nghiền thích hợp để sản xuất bột hỗn hợp từ các phế liệu của dây chuyền sản xuất chính nhằm phục vụ chăn nuôi. Ở các nhà máy khác như nhà máy sản xuất bột cho trẻ em lại có thể dùng máy nghiền để nghiền nhỏ nguyên liệu khác như gạo, xương, đường, đậu xanh, đậu nành, muối khoáng... Bột các loại được trộn lẫn theo tỷ lệ quy định của các bột thành phẩm.

Tùy theo tính chất cơ lý, hình dạng, độ ẩm của nguyên liệu đem nghiền, yêu cầu sản phẩm nghiền (độ lớn hạt sản phẩm), năng suất, công suất, tính chất công nghệ của công đoạn tiếp sau (khô hoặc ướt) mà chọn loại máy nghiền, chu trình nghiền, dạng nghiền khô hoặc nghiền ướt... cho phù hợp và kinh tế nhất.

Các loại máy nghiền đều nghiền nhỏ bằng một vài tác dụng cơ học như đã mô tả ở hình 7.1. Tùy theo kết cấu cụ thể của các loại máy nghiền mà chia ra: máy nghiền đĩa, máy nghiền trục, máy nghiền chậu con lăn, máy nghiền răng, máy nghiền búa, máy nghiền bi...

Mỗi loại máy nghiền đều có những đặc điểm kĩ thuật riêng nên cũng có những yêu cầu riêng đối với nguyên liệu đem nghiền (thí dụ như có thể làm việc được với nguyên liệu dẻo quánh dính hoặc chỉ với nguyên liệu khô giòn), khả năng về mức độ nghiền và kích thước sản phẩm bột nghiền. Do vậy nghiên cứu về kết cấu và đặc điểm kĩ thuật của các loại máy nghiền là cần thiết để trên cơ sở đó hoặc thông qua thực nghiệm có thể chọn loại máy nghiền thích hợp với nguyên liệu cần nghiền thành bột.

7.2.1. Máy nghiền đĩa

Trong lương thực thường dùng máy nghiền đĩa để nghiền bột vừa và mịn. Do máy nghiền đĩa có năng suất thấp hơn một vài máy nghiền bột khác nên loại này ngày càng ít được sử dụng. Tuy vậy trong một số ngành công nghiệp còn sử dụng bốn dạng máy nghiền đĩa dưới đây:

- Máy có trục thẳng đứng làm quay đĩa trên
- Máy có trục thẳng đứng làm quay đĩa dưới
- Máy có trục nằm ngang làm quay một đĩa
- Máy có trục nằm ngang làm quay hai đĩa

Các máy nghiền đĩa thư`ng được chế tạo bằng kim loại hoặc bằng hỗn hợp bột vô cơ cứng. Do lực liên kết của đĩa đá kém hơn đĩa kim loại nên phải làm thêm đai thép và thường cho đĩa đá làm việc với vận tốc vòng là 10m/s đối với trục quay thẳng đứng, với 18m/s đối với trục quay nằm ngan_. Đĩa ngang đúc thì vận tốc vòng có thể tới 28m/s còn đĩa thép đúc đạt tới 68m/s.

Chế tạo đĩa nghiền đảm bảo các yêu cầu: bề mặt nghiền cần có độ cứng cao, độ nhám lớn, cơ tính đồng đều trên toàn bộ bề mặt đĩa nghiền để khi làm việc thì mòn đều, không bị sứt mẻ.

Loại đĩa nghiền bằng đá thường được chế tạo từ hỗn hợp các loại bột (bảng 7.4).

Bảng 7.4. Thành phần đĩa nghiền bằng đá

Loại mặt đá	Thành phần %				
	Bột nhám	Silic	Thạch anh	Manhêtit	Magiêclorua
Bột nhám	70	-	-	15	15
Bột ít nhám	40	30	-	15	15
Silic	-	70	-	15	15
Thạch anh	- -	-	70	15	15

Để tăng khả năng nghiền của đĩa, tăng khả năng vận chuyển bột ra khỏi khe nghiền và tăng điều kiện thông gió... người ta thường gia công mặt đĩa thành các vành, các rãnh chìm có profin tam giác trên hai mặt đĩa (hình 7.7 và 7.8) các kích thước của các vành và các rãnh cho ở bảng 7.5.

Bảng 7.5. Các kích thước đĩa nghiền

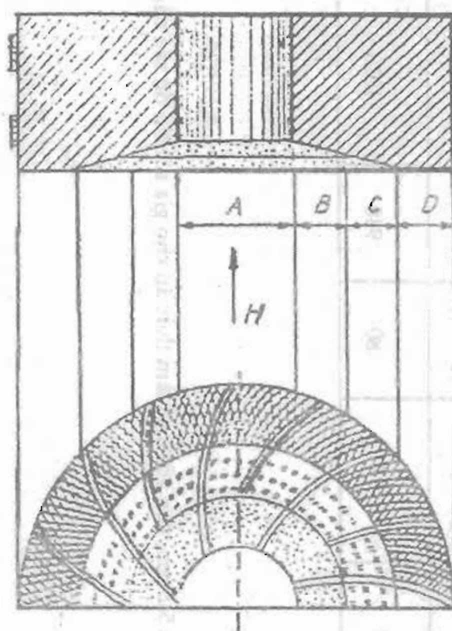
Đường kính đĩa nghiền, mm	Chiều rộng các vành, mm				Chiều dày đĩa, mm		Số rãnh	Chiều rộng rãnh, mm	Chiều sâu rãnh, mm	r, mm	R_1, mm	R_2' và R_2'', mm
	A	B	C	D	Quay	Đứng						
500	200	45	70	60	300	200	10-14	20-30	4-6	-	-	-
760	250	80	100	80	350	250	12-16	20-30	4-6	-	-	-
890	300	90	114	90	350	250	20-22	30-35	5-8	80	600	680
1070	300	120	144,5	120	400	300	22-26	30-35	5-8	80	720	800
1240	350	140	167,5	140	400	300	28-32	30-35	5-8	80	820	900
1420	400	160	191	160	400	300	35-42	40	5-8	80	940	1020

Chú ý: r - bán kính vòng tròn phụ phía trong;

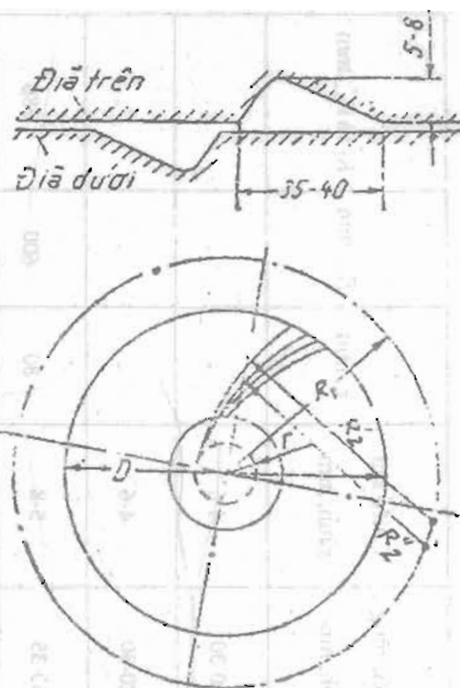
R_1 - bán kính vòng tròn phụ phía ngoài;

R_2' và R_2'' các bán kính cong của các rãnh.

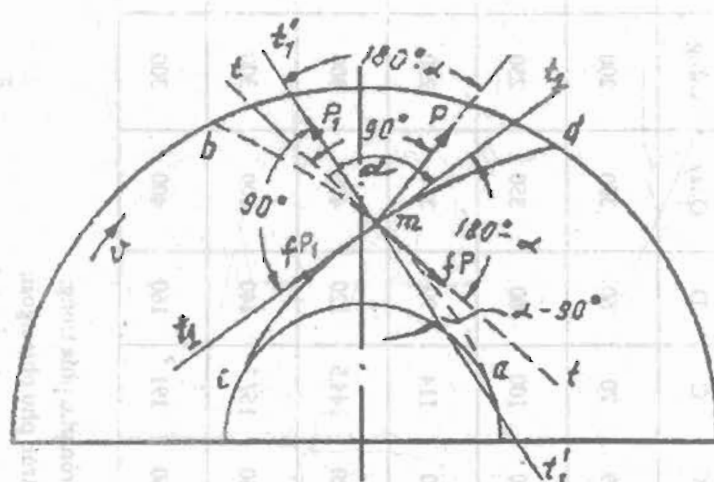
Với máy nghiền dùng để nghiền bột làm thức ăn cho người thì độ sâu rãnh trên mặt thớt là 5-8mm, còn với máy làm thức ăn cho gia súc thì độ sâu của các rãnh là 9-10mm.



Hình 7.7. Các vành trên mặt đĩa
A. lỗ tiếp liệu; B. vành nhận; C. vành chuyển; D. vành nghiền



Hình 7.8.
Các rãnh trên mặt đĩa nghiền



Hình 7.9. Sơ đồ xác định góc ôm của máy nghiền đĩa

Ta xét trạng thái của một cục vật liệu nằm trong khe nghiền giữa hai mặt đĩa nghiền. Cục vật liệu m đang ở vị trí gặp nhau của hai rãnh ab của đĩa quay nằm trên và cd của đĩa đứng im phía dưới trong một máy nghiền đĩa có trục quay thẳng đứng (hình 7.9). Áp lực của các rãnh lên cục vật liệu m được kí hiệu là P và P_1. Gọi f là hệ số ma sát của cục vật liệu trên bề mặt đĩa thì f = tgφ, với φ là góc ma sát.

Dưới tác dụng quay của đĩa trên, cục vật liệu sẽ chuyển dịch ra mép đĩa dọc theo rãnh cd nếu có các điều kiện:

1- Tổng các thành phần lực tác dụng lên cục m theo hướng tiếp tuyến $t_1 - t_1$ với cd tại m phải > 0.

$$P\cos(\alpha - 90^0) + fP\cos(180^0 - \alpha) - f P_1 > 0$$

Hoặc $$P\sin\alpha - fP\cos\alpha - fP_1 > 0 \qquad (7.37)$$

2- Tổng các thành phần lực tác dụng lên cục m theo hướng thẳng góc tiếp tuyến $t_1 - t_1$ (nghĩa là theo hướng $t'_1\ t'_1$) sẽ bằng 0.

$$P_1 + P\cos(180^0 - \alpha) - fP\cos(\alpha - 90^0) = 0$$

Hoặc $$P_1 = P\cos\alpha + fP\sin\alpha \qquad (7.38)$$

Thay giá trị P_1 ở biểu thức (7.38) vào biểu thức (7.37) ta được:

$$P\sin\alpha - fP\cos\alpha - fP\cos\alpha - f^2P\sin\alpha > 0$$

$$P\sin\alpha - 2fP\cos\alpha - f^2P\sin\alpha > 0 \qquad (7.39)$$

Hoặc $$\sin\alpha - 2f\cos\alpha - f^2\sin\alpha > 0 \qquad (7.40)$$

$$\sin\alpha(1 - f^2) > 2f\cos\alpha \qquad (7.41)$$

$$tg\alpha > \frac{2f}{1 - f^2} \qquad (7.42)$$

Có nghĩa

$$tg\alpha > \frac{2tg\varphi}{1 - tg^2\varphi}$$

$$tg\alpha > 2tg\varphi$$

$$\alpha > 2\varphi \qquad (7.43)$$

Biểu thức (7.43) có nghĩa là góc tạo bởi hai tiếp tuyến của hai rãnh trên mặt hai đĩa tại vị trí cắt nhau (gọi là góc ôm hay góc kẹp) phải lớn hơn hai lần góc ma sát của vật liệu nghiền trên mặt đĩa. Có điều kiện này mới đảm bảo vật liệu đem nghiền thoát ra khỏi khe nghiền khi máy nghiền đĩa làm việc.

Năng suất của máy nghiền đĩa có thể tính theo công thức thực nghiệm:

$$Q = 0,9.q_0\frac{D^2.v(k-1)}{2k^3}, \qquad t/h \qquad (7.44)$$

Trong đó:

υ -vận tốc vòng của đĩa quay, m/s. Thường lấy $\upsilon = 12,5 \div 15$m/s;

q_0 - năng suất riêng trên 1m^2 bề mặt đĩa làm việc trong 1 giờ, t/m^{2}h, với thóc $q_0 = 1,6$ t/m^{2}h;

D - đường kính lớn nhất của mặt làm việc của đĩa, m;

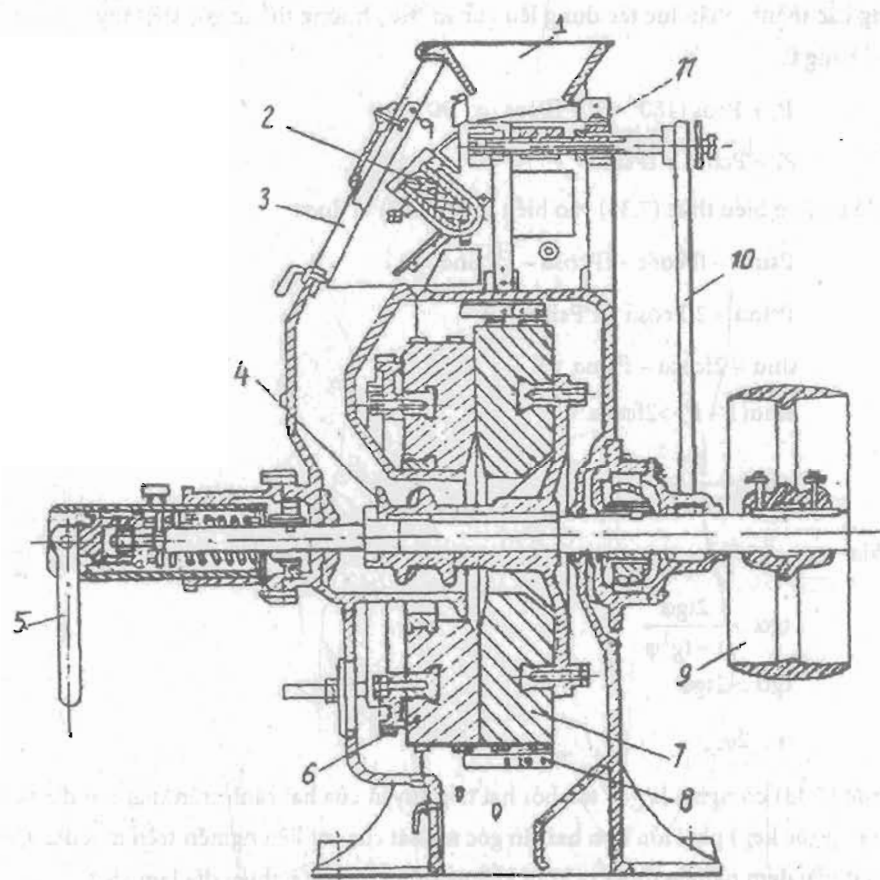
$K = \frac{D}{d} = 1,3 - 1,7$ - tỷ số đường kính lớn và nhỏ của đĩa nghiền.

Công suất của máy nghiền đĩa được xác định:

$$N = \frac{Qv}{{}^{\prime}80} \qquad kW \qquad (7.45)$$

Cấu tạo của máy nghiền đĩa loại quay nằm ngang được mô tả ở hình 7.10. Hạt nghiền từ hộp cấp liệu 1 chảy qua nam châm tách vụn sắt 2 rồi chảy xuống vít xoắn 4. Vít xoắn này có nhiệm vụ đẩy hạt vào khoang

nghiền của cặp đĩa nghiền 6 và 7. Đĩa nghiền 6 cố định, còn đĩa nghiền 7 được lắp với trục quay do puly 9 dẫn động. Bột nghiền được cần gạt 8 đẩy vào cửa tháo liệu. Điều chỉnh khe nghiền bằng cần 5. Từ trục quay còn truyền động bằng đai 10 lên cơ cấu tháo liệu 11 của hộp chứa liệu. Cửa quan sát 3 vừa để theo dõi lớp hạt chảy xuống cặp đĩa nghiền vừa để lấy vụn sắt bám trên nam châm 2 ra, đảm bảo an toàn cho cặp đĩa nghiền.



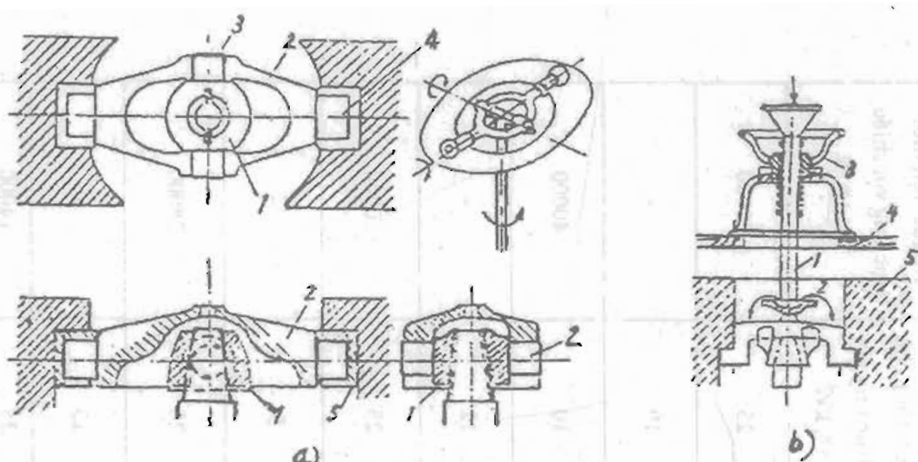
Hình 7.10. Cấu tạo máy nghiền trục quay nằm ngang

1. Hộp cấp liệu; 2. Nam châm; 3. Cửa quan sát; 4. Vít xoắn; 5. Cần điều chỉnh khe nghiền; 6. Đĩa đứng; 7. Đĩa quay; 8. Cần gạt; 9. Puly dẫn động; 10. Đai truyền động; 11. Cơ cấu tháo.

Đầu trục quay hình côn tiện ren được bắt với êcu 1. Trên êcu 1 có hai ngõng trục 3 đối xứng dùng để lắp cần đỡ 2. Hai đầu trục 4 của cần đỡ 2 được đặt trong ống lót 5 lắp chặt với đĩa nghiền. Với khớp vạn năng này đĩa nghiền vừa có thể xoay quanh trục của ngõng trục 3, vừa xoay quanh trục của đầu trục 4. Nhờ đó đĩa nghiền quay trong phạm vị dao động cho phép tránh được lực uốn đĩa nếu là kết cấu đứng.

Để nạp liệu cho máy nghiền đĩa trục quay thẳng đứng ta dùng cơ cấu nạp liệu (hình 7 -11b). Trên nắp ống rỗng nạp liệu 1. Đầu ống dẫn liệu 1 đặt ngay phía trên đĩa rải liệu 2 của đĩa quay 5, còn đầu kia có bạc tiện ren ăn khớp với êcu lắp cố định trên tay quay 3. Để điều chỉnh lượng hạt xuống máy nghiền, ta quay tay quay 3 đưa ống 1 lên hoặc xuống để mở rộng hoặc thu hẹp khe chảy liệu xuống đĩa rải liệu, nhờ đó tăng hoặc giảm lượng hạt đưa vào nghiền.

Ngoài khả năng nghiền khô, máy nghiền đĩa còn dùng để nghiền ướt rất thích hợp khi cần sản xuất dịch bột để tách tinh bột, dịch bào của các loại hạt đậu trong chế biến đậu phụ, nước chấm...



Hình 7.11. Cơ cấu lắp đĩa nghiền

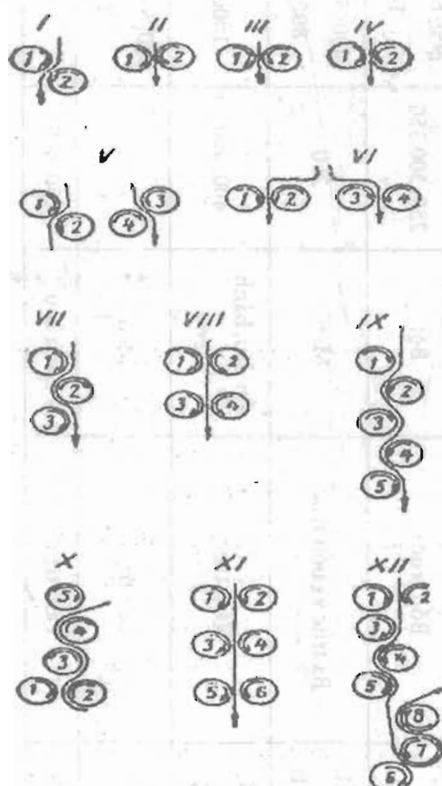
a. Khớp vạn năng để gắn đĩa nghiền: 1. êcu; 2. cần đỡ; 3. ngỗng trục; 4. đầu trục; 5. ống lót

b. Cơ cấu cấp liệu: 1. ống rỗng nạp liệu; 2. đĩa rải liệu; 3. tay quay; 4. nắp máy; 5. đĩa nghiền

7.2.2. Máy nghiền trục

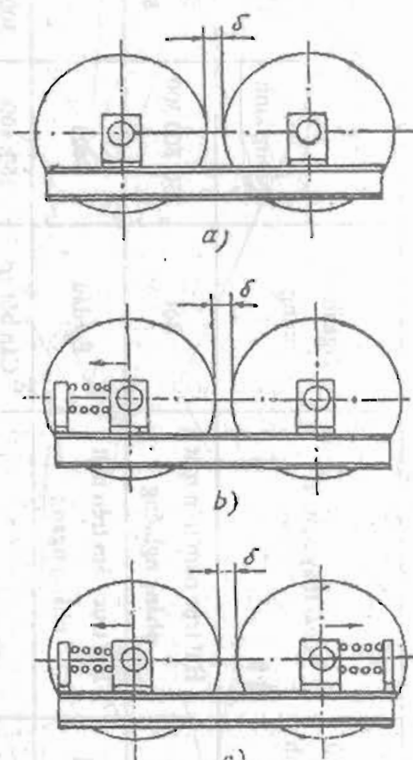
Các máy nghiền loại hai, ba hay nhiều trục được dùng rất rộng rãi trong ngành công nghiệp thực phẩm để nghiền bột mì, bột ngô, nghiền các loại hạt làm bột bán thành phẩm, các loại hạt có dầu để khai thác chất béo, làm thức ăn gia súc, làm bánh kẹo và làm men…

Sơ đồ nguyên lý của các loại máy nghiền trục được mô tả ở hình 7-12 và các đặc tính của chúng cho ở bảng 7.6.



Hình 7.12.

Sơ đồ nguyên lý của các máy nghiền trục



Hình 7.13.Máy nghiền hai trục

a. Khe hở không đổi; b,c. Khe hở thay đổi được

Bảng 7.6. Những đặc tính kỹ thuật của máy nghiền trục

Số ở hình	Loại máy nghiền	Ngành sử dụng	Kích thước trục, mm		Vận tốc của vòng trục, m/s		Công suất truyền động cho đôi trục ứng với 1^m, kW	Áp lực trên một trục ứng với chiều dài 1^m, N
			Đường kính	Chiều dài	Quay nhanh	Quay chậm		
I	Hai trục nằm trên mặt phẳng nghiêng	Bột	250; 300 300	500; 600 800;1000	6,0	2,4-4,8	25	20000
II	Hai trục nằm trên mặt phẳng ngang	Ép dầu	400	800	2,4-3,2	1,6-2,2	10	-
III	Cặp trục cán mỏng	Cán bột ép dầu, ép dịch	350; 400; 500; 800	300; 400; 500; 600; 900	3,0	2,7-3,0	10	40000
IV	Cặp trục có răng	Thức ăn gia súc	250	1000	6,5	4,3	12	-
V, VI	Bốn trục	Bột	250; 300 350	500; 600; 800; 1000	6,0	2,4-4,8	25	20000
VII, VIII	Ba trục và bốn trục	Men	250	400; 500; 600; 800; 1000	2,6	2,6	5	-
IX, X	Năm trục	Ép dầu, bánh kẹo	400; 450	1000; 1200	4÷4,5	4÷4,5	20	28000
XI	Sáu trục	Men	250	600; 800; 1000; 1250	2,6	2,6	15	-
XII	Tám trục	Bánh kẹo	150; 400	-	0,8	0,43	35	14000

Dựa vào sơ đồ nguyên lý của các loại máy nghiền trục ở trên ta thấy rằng các loại máy nghiền trục có chung một nguyên lý làm việc là nghiền nát vật liệu khi nó qua khe hẹp giữa hai trục nghiền. Vật liệu bị nghiền nát một lần như ở các máy loại I, II, III, IV, V và VI; bị nghiền ép hai lần ở các máy loại X, XI; bốn lần ở loại IX và năm lần ở loại máy XII. Với những loại máy nghiền mà một trục thực hiện được hai lần nghiền như trục 2 loại VII, trục 2,3,4 loại IX thì vật liệu đem nghiền phải có tính chất dính và dai, sau khi nghiền được cán thành dài mỏng. Còn với các loại hạt thì thường dùng máy nghiền hai hoặc bốn trục.

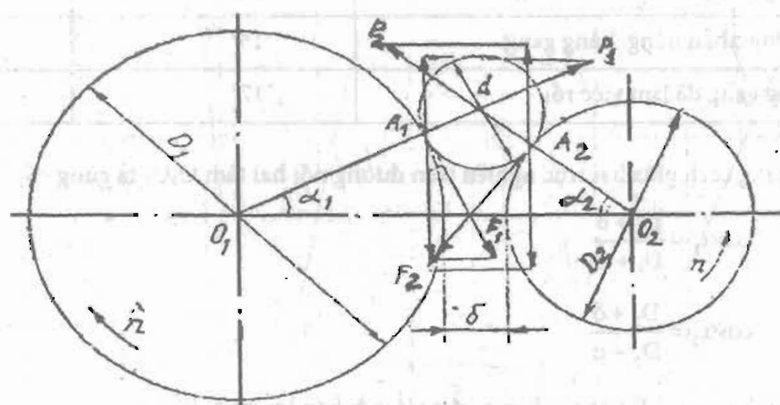
Với máy nghiền hai trục cũng có kết cấu khác nhau, tùy theo tính chất của vật liệu đem nghiền.

Ở hình 7.13a là máy nghiền có hai trục cố định dùng để nghiền ép, cán các loại vật liệu dẻo, nhão không xuất hiện hiện tượng quá tải do lực ép tăng đột ngột. Máy loại này có cấu tạo đơn giản nhất và cũng thay đổi được khoảng cách khe nghiền bằng cách xẻ rãnh trên bệ máy để dịch chuyển bulông giữa ổ trục với bệ máy trước khi nghiền. Nhưng khi máy làm việc thì chiều rộng khe nghiền (δ) là không đổi.

Ở hình 7.13b là máy nghiền có hai trục di động được khi làm việc, nhờ có lắp hai lò xo chịu nén hai bên ổ trục với bệ máy cố định. Loại này dùng thích hợp để nghiền vật liệu dạng hạt, cực nhỏ. Khi quá tải, lực ép tăng đột ngột nén hai lò xo giữ trục di động, lò xo bị nén lại làm tăng khoảng cách giữa hai trục để thoát lớp vật liệu đang gây ra quá tải. Khi hết hiện tượng quá tải, lực ép trở lại bình thường, hai lò xo lại đẩy trục di động trở về vị trí cũ với khe hở (δ) làm việc. Máy nghiền có một trục di động để phòng quá tải được dùng rất rộng rãi.

Ở hình 7.13c là máy nghiền hai trục nhưng cả hai trục đều có lắp lò xo chịu nén để cùng di động được khi quá tải. Máy này thích hợp với vật liệu đem nghiền cứng, có kích thước không đều, dễ gây quá tải do lực ép tăng đột ngột. Do máy có kết cấu phức tạp nên loại này ít được dùng.

7.2.2.1. Xác định góc kẹp và đường kính nhỏ nhất của trục nghiền



Hình 7.14. Sơ đồ lực tác dụng lên hạt

Xét một hạt vật liệu có đường kính d nằm trong khe nghiền của một máy nghiền hai trục nhẵn có đường kính D_1 và D_2 quay cùng vận tốc (hình 7.14). Hai điểm A_1 và A_2 là vị trí tiếp xúc của hạt với cặp trục nghiền hai góc kẹp α_1 và α_2 được xác định bởi các bán kính O_1A_1 và O_2A_2 với đường nối hai tâm O_1O_2 của cặp trục. Trục có đường kính D_1 tác dụng lên hạt một lực P_1 thì ngược lại trục cũng chịu một lực P_1 từ hạt và lực P_1 này tác dụng lên trục theo hướng từ A_1 đến O_1 gây ra lực ma sát F_1 theo phương tiếp tuyến với trục D_1 tại

A_1 và có chiều kéo hạt về phía khe nghiền. Thành phần thẳng đứng của lực P_1 do trục tác dụng lên hạt là $P_1 sin\alpha_1$ có tác dụng kéo hạt ra khỏi khe nghiền; còn thành phần thẳng đứng của lực ma sát F_1 là $F_1 cos\alpha_1$ có tác dụng đẩy hạt vào khe nghiền. Vậy điều kiện để đẩy được hạt vào khe nghiền là:

$$P_1 sin\alpha_1 < F_1 cos\alpha_1 \quad (7.46)$$

Thay lực ma sát $F_1 = fP_1$ và hệ số ma sát giữa hạt và vật liệu chế tạo trục $f = tg\varphi$ với φ là góc ma sát, ta được:

$$P_1 sin\alpha_1 < fP_1 cos\alpha_1$$

$$tg\alpha_1 < f \quad (7.47)$$

$$tg\alpha_1 < tg\varphi$$

$$\alpha_1 < \varphi \quad (7.48)$$

Cũng tương tự như trên nếu trục nghiền có đường kính D_2 tác dụng lên hạt một lực P_2 thì bản thân trục cũng chịu tác dụng của lực P_2 và tạo ra lực ma sát F_2 kéo hạt vào khe nghiền.

Vậy điều kiện để nghiền là:

$$P_2 sin\alpha_2 < F_2 cos\alpha_2$$

$$P_2 sin\alpha_2 < fP_2 cos\alpha_2$$

$$tg\alpha_2 < tg\varphi$$

$$\alpha_2 < \varphi \quad (7.49)$$

Góc và hệ số ma sát của hạt với trục cuốn		
	φ	f
Trục cuốn bằng gang (đánh nhẵn bóng)	12^0	0,194
Trục cuốn không nhẵn bóng, bằng gang	15^0	0,268
Trục cuốn bằng gang đã làm việc rồi	17^0	0,300

Gọi δ là khoảng cách giữa hai trục nghiền trên đường nối hai tâm O_1O_2 ta cũng có:

$$cos\alpha_1 = \frac{D_1 + \delta}{D_1 + d} \quad (7.50)$$

$$cos\alpha_2 = \frac{D_2 + \delta}{D_2 + d} \quad (7.51)$$

Với $D_1 > D_2$ thì $\alpha_1 < \alpha_2$. Trị số góc kẹp α_2 đạt tới giới hạn lớn nhất là:

$$\alpha_{Max} = \varphi \quad (7.52)$$

Thì D_2 cũng đạt tới giá trị nhỏ nhất D_{Min} và được xác định từ biểu thức (7.51):

$$cos\varphi = \frac{D_{Min} + \delta}{D_{Min} + d}$$

$$D_{Min} = \frac{d\cos\varphi - \delta}{1 - \cos\varphi} \quad (7.53)$$

Với máy nghiền hai trục có đường kính $D_1 = D_2 = D$ thì $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$. Từ các biểu thức (7.48) và (7.49) ta cũng có điều kiện về góc kẹp $\alpha < \varphi$; còn đường kính nhỏ nhất của trục nghiền ứng với điều kiện $\alpha = \varphi$ là D_{Min} được xác định bằng biểu thức (7.53).

Các máy nghiền hai trục có thể gồm:

1. Hai trục khác đường kính, khác số vòng quay nhưng có cùng vận tốc vòng.

2. Hai trục khác đường kính nhưng cùng số vòng quay để có vận tốc vòng khác nhau, tạo vận tốc trượt và tăng khả năng nghiền.

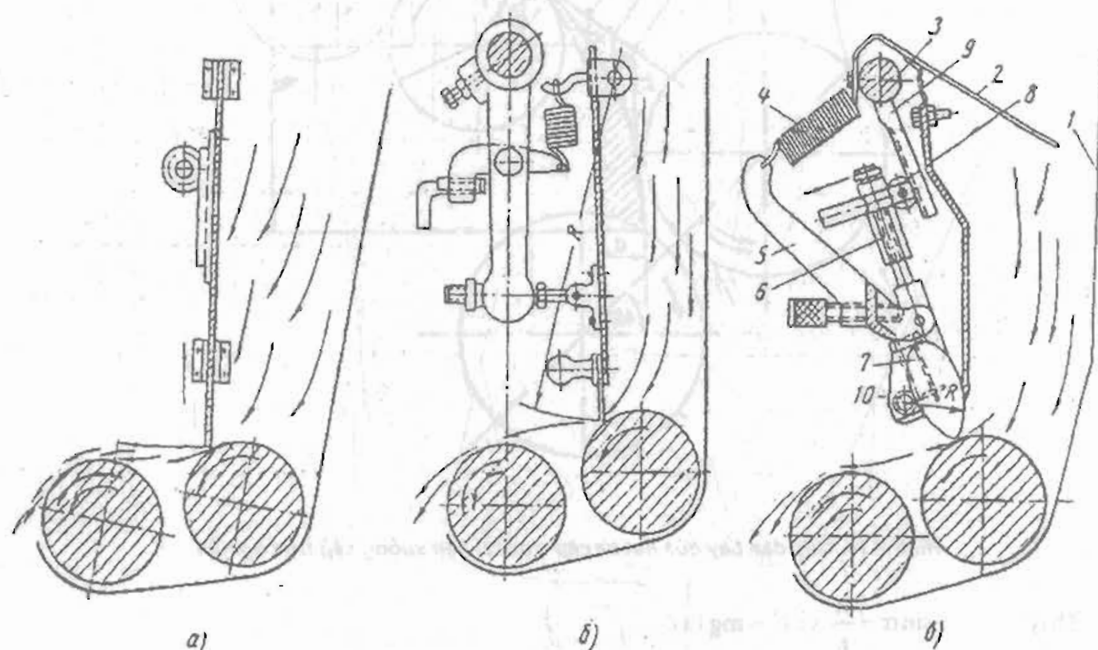
3. Hai trục cùng đường kính, cùng số vòng quay nhưng không tạo ra vận tốc trượt.

4. Hai trục cùng đường kính, khác số vòng quay để có vận tốc vòng khác nhau và có cùng vận tốc trượt.

Ta thường gặp các máy nghiền có cặp trục nghiền cùng đường kính và làm việc với cùng hoặc khác số vòng quay.

7.2.2.2. Bộ phận tiếp liệu

Để rải vật liệu lên cặp trục nghiền thành lớp mỏng đều, đạt hiệu quả nghiền cao thường dùng cặp trục dải liệu và các van điều chỉnh chiều dày lớp vật liệu trên trục rải liệu. Cặp trục rải liệu và van chắn được lắp ngay dưới hộp cấp liệu. Van chắn liệu có nhiều kiểu khác nhau và có thể tự động điều chỉnh hoặc không tự động điều chỉnh trong quá trình cấp liệu.



Hình 7.15. Van chắn liệu và cặp trục rải liệu

a. loại lá chắn không tự động điều chỉnh; b, c. loại van chắn tự động điều chỉnh

Ở hình 7.15a là sơ đồ nguyên lý của lá chắn liệu không tự động điều chỉnh. Để có được khe hở cần thiết cho liệu chảy qua trục rải liệu, quay bánh răng 1 sẽ nâng hoặc hạ bánh răng 2 gắn với lá chắn 3; khe hở được điều chỉnh bằng tay trước hoặc trong khi đang cấp liệu.

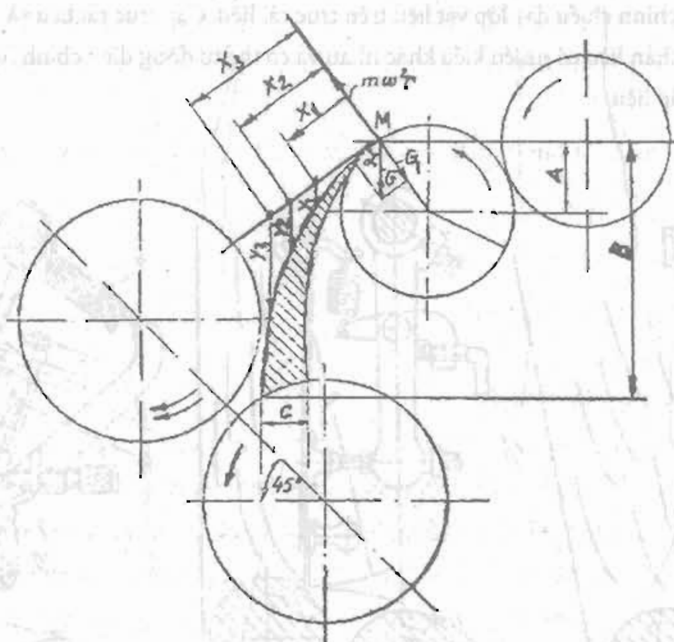
Ở hình 7.15b là kiểu van chắn tự động điều chỉnh. Khi hộp chứa liệu đầy, áp suất hạt lên van chắn 1 tăng, đẩy van 1 quay quanh chốt xoay 2 theo chiều kim đồng hồ. Móc 3 cũng bị quay theo kéo căng lò xo tạo lực kéo làm cần ép 5 xoay quanh chốt 4 theo chiều ngược chiều kim đồng hồ và ép van chắn 1 quay về vị trí ban đầu.

Ở hình 7.15c là loại van chắn tự động điều chỉnh có tác dụng tốt. Lượng hạt chảy từ hộp chứa liệu xuống nhiều hay ít làm thay đổi áp lực lên lá chắn 2 gắn với trục quay 3. Lá chắn 2 xoay tác dụng lên lò xo 4, lò xo này kéo cần 5 và truyền lực đẩy tiếp tới van chắn 7 ép chắn bởi dòng vật liệu đang chảy xuống.

Dòng liệu chảy qua van chắn được cặp trục rải liệu rải thành lớp mỏng đều lên cặp trục nghiền. Muốn cặp trục nghiền làm việc có năng suất phù hợp nhất cần cấp liệu sao cho dòng liệu rơi xuống không tiếp xúc với trục quay nhanh và có vận tốc xấp xỉ bằng vận tốc vòng của trục quay chậm.

Để tính toán ta bỏ qua lực cản của không khí. Xét quỹ đạo bay của một hạt liệu rời bề mặt trục cấp liệu tại điểm M (hình 7.16) ứng với điều kiện lực quán tính ly tâm bằng thành phần hướng tâm của trọng lượng hạt:

$$m\omega^2 r = G\sin\alpha \tag{7.54}$$



Hình 7.16. Quỹ đạo bay của hạt từ cặp trục rải liệu xuống cặp trục nghiền

Thay $\sin\alpha = \dfrac{A}{r}$ và $G = mg$ ta có:

$$m\omega^2 r = \frac{A}{r} mg \tag{7.55}$$

Từ đó tung độ điểm M so với tâm trục rải liệu được xác định bằng biểu thức:

$$A = \frac{\omega^2 r^2}{g} = \frac{v^2}{g} \tag{7.56}$$

Cũng từ điểm M (với tung độ A đã được xác định) lập phương trình quỹ đạo bay của vật theo hệ tọa độ xiên X-Y; X theo phương tiếp tuyến với trục rải liệu tại M, còn Y theo phương thẳng đứng:

$$x = v.t \quad \text{với} \quad v = \sqrt{Ag} \tag{7.57}$$

$$y = \frac{1}{2}gt^2 \tag{7.58}$$

Giải đồng thời hai phương trình trên ứng với các thời gian t_0, t_1, t_2... được các cặp giá trị x_0, y_0; x_1; y_1; x_2; y_2... (bảng 7.7)

Bảng 7.7

t	$t_0 \quad t_1 ... t_i$
$x = t.\sqrt{Ag}$	$x_0 \quad x_1 ... x_i$
$y = \frac{1}{2}gt^2$	$y_0 \quad y_1 ... y_i$

Qua các cặp giá trị trên ta vẽ được quỹ đạo bay của hạt từ cặp trục rải liệu xuống cặp trục nghiền theo đường parabol và nhờ đó để kết cấu máy sao cho hạt bay xuống không va phải trục quay nhanh mà rơi vào trục quay chậm.

Vận tốc cuối của hạt nghĩa là vận tốc đạt tới vùng nghiền được tính gần đúng bằng:

$$v_c = v_0 + \sqrt{2gB} \tag{7.59}$$

Trong đó:

v_0- vận tốc vòng trên trục rải liệu, m/s;

B- chiều cao rơi của hạt, m;

g- gia tốc trọng trường, g = 9,81 m/s².

Ở điều kiện sản xuất cặp trục rải liệu không cung cấp một hạt mà cung cấp cả một lớp hạt mỏng nên có thể lấy tăng giá trị của v_0. Trục rải liệu còn được tiện rãnh theo đường chu vi trục để rải được lớp hạt đều đặn.

Trường hợp dùng máng dốc cấp liệu như ở hình 7.17 ta cần xác định vận tốc cuối của hạt khi trượt hết máng dốc (S) (cần thiết để đảm bảo vận tốc cuối của hạt (v) bằng vận tốc vòng trên trục nghiền quay chậm).

Xét một hạt có trọng lượng G nằm trên mặt phẳng nghiêng với góc nghiêng α sẽ có hai xu hướng: trượt theo mặt dốc nếu thành phần lực T = Gsinα lớn hơn lực ma sát F = fN = fGcosα hoặc đứng yên nếu F ≥ T.

Để cấp liệu theo mặt phẳng nghiêng được cần có:

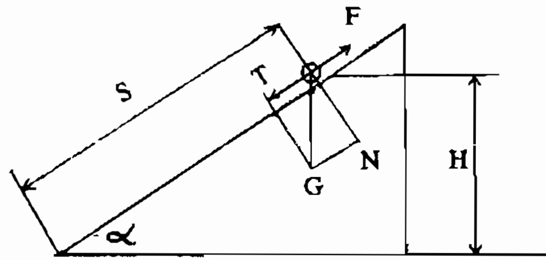
$$T > F; \quad G\sin\alpha > fG\cos\alpha$$

$$Tg\alpha > tg\varphi; \quad \alpha > \varphi$$

Nghĩa là góc nghiêng của máng dốc phải lớn hơn góc ma sát giữa hạt với vật liệu làm máng.

Vận tốc cuối của hạt khi trượt hết chiều dài (S) của máng dốc được xác định theo phương trình:

$$\frac{G}{g}\left(\frac{v^2 - v_0^2}{2}\right) = GH - FS \tag{7.60}$$



Hình 7.17. Cấp liệu bằng máng dốc

Thay $F = fG\cos\alpha$; $S = \dfrac{H}{\sin\alpha}$ ta được:

$$\frac{G}{2g}\left(v^2 - v_0^2\right) = GH - fG\cos\alpha.\frac{H}{\sin\alpha}$$

$$v^2 - v_0^2 = 2gH(1 - f\,\text{cotg}\alpha)$$

$$v = \sqrt{2gH(1 - f\,\text{cotg}\alpha) + v_0^2}, \quad \text{m/s} \qquad (7.61)$$

Nếu coi vận tốc đầu của hạt khi bắt đầu trượt trên máng dốc cấp liệu bằng không ($v_0 = 0$) thì:

$$v = \sqrt{2gH(1 - f\,\text{cotg}\alpha)}, \quad \text{m/s} \qquad (7.62)$$

Nếu chọn trước vận tốc cuối của hạt bằng vận tốc trên trục nghiền quay chậm thì cần xác định chiều dài (S) của máng dốc để đảm bảo vận tốc cuối đó:

$$S = \frac{v^2}{2g(\sin\alpha - f\cos\alpha)}, \quad \text{m} \qquad (7.63)$$

7.2.2.3. Trục nghiền và điều chỉnh khe hở cặp trục nghiền

Trục nghiền thường được đúc bằng gang đặc biệt (C: 3,2-3,7%; Si: 0,4-0,7; Mn: 0,2-0,8%; P: 0,5%; S: 0,14%; Ni: 0,25%) có độ cứng bề mặt cao với HB = 370-450. Với các trục nghiền cần độ cứng trên bề mặt cao hơn (HB = 500) được chế tạo gồm hai lớp: phần lõi là gang xám, còn vỏ ngoài là hợp kim crôm – niken (C. 3,7%; Si: 0,25%; Mn: 0,3%; O: 0,15%; Cr: 0,4%; Ni: 2%).

Ngoài yêu cầu về độ cứng bề mặt của trục nghiền, để đảm bảo gia công được các loại vật liệu cứng, trục còn phải có độ bền uốn cao nghĩa là độ võng lớn nhất của trục nghiền không được lớn hơn 0,01mm ($y_{Max} \leq 0{,}01$mm). Có vậy trục mới làm việc đều trên suốt bề mặt và chiều dài trục.

Để tăng cường độ đứng vững cho trục nghiền, người ta thường chế tạo một trục lõi bằng thép CT5 xuyên suốt qua trục nghiền. Nếu trong quá trình nghiền phát sinh nhiều nhiệt mà nhất thiết phải làm nguội, người ta cũng đúc trục nghiền rỗng để dẫn nước làm nguội và nhằm giảm trọng lượng trục khi đã đủ độ cứng vững.

Ngoài các trục nghiền có bề mặt nhẵn với độ bóng cao, độ nhấp nhô cho phép trong giới hạn 0,025 – 0,05 μm còn có các trục nghiền xẻ rãnh nghiêng.

Trong thực tế thường gặp các trục cuốn các máy ép, đập hạt và máy xay hạt trong giới hạn từ 150 -350mm.

Đường kính của các trục có rãnh thường lấy bằng đường kính tính toán của các trục nhẵn để tránh cho thức ăn không dính bết vào mặt trục (khi nghiền nguyên liệu làm thức ăn cho gia súc có độ ẩm khá lớn).

Độ dài đoạn chế biến

Nguyên liệu trong thời gian chế biến tiếp xúc với các trục theo độ dài đoạn đường (cung) bằng: (hình 7.18b)

$$cc = aa\,l \tag{7.64}$$

l càng lớn thì nghiền hay chà xát càng mạnh. Trị số *l* có thể xác định theo phương trình sau đây, nếu tạm thay góc α = tgα = sinα và coi *l* là dây cung của vòng tròn bán kính R:

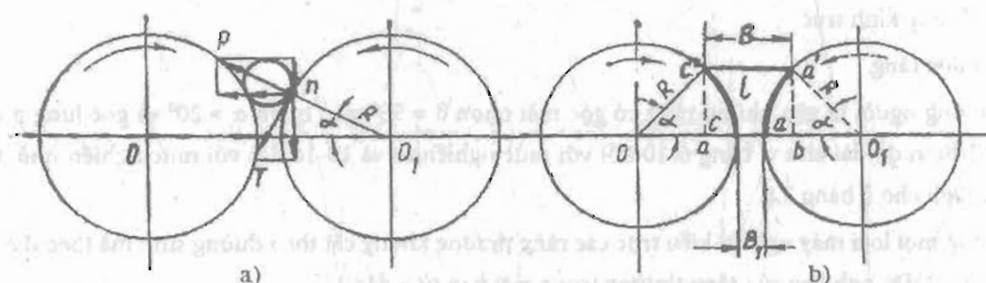
$$l = R.\alpha; \qquad \frac{B - B_1}{2} = l\frac{\alpha}{2} \tag{7.65}$$

Từ phương trình cuối ta tìm ra α: $\alpha = \dfrac{B - B_1}{l}$

Đặt vào phương trình thứ nhất ta được:

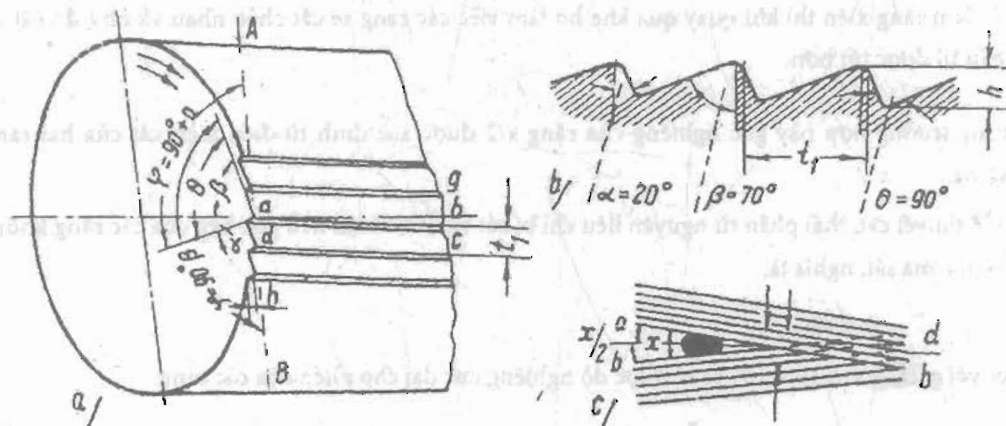
$$l = \sqrt{(B - B_1)R} \tag{7.66}$$

Các tính toán đó chứng tỏ rằng khi tăng đường kính trục, ví dụ gấp đôi sẽ tăng trị số *l* tới 40%.



Hình 7.18. Phân tích quá trình làm việc của các trục cuốn

Bề mặt trục có rãnh răng



Hình 7.19. Hình dạng, mặt cắt và độ nghiêng của răng trục cuốn

Trong quá trình nghiền hạt bằng các trục thì hình dạng và trạng thái của bề mặt trục cuốn có ý nghĩa quyết định. Bề mặt rãnh răng tạo ra được bằng cách cắt các trục cuốn dùng những lưỡi rao ở các máy đặc biệt cắt răng trục ép.

Răng được đặc trưng bằng hình dạng, độ nghiêng và số răng trên một đơn vị độ dài của cung tròn. Như trên hình 7.19a,b đã trình bày ở mặt cắt ngang răng có hai mặt cạnh không bằng nhau abcd và abgf. Mặt hẹp abcd gọi là mặt nhọn, còn mặt abgf gọi là mặt lưng. Cả hai mặt hợp thành góc θ phân thành hai góc, góc nhọn α và góc lưng β. Góc tù bao hàm giữa tiếp tuyến AB kẻ qua điểm a là đỉnh răng với mặt nhọn abcd tạm gọi là góc cắt φ. Khoảng cách t_1 theo vòng tròn giữa hai đỉnh răng gọi là bước răng. Khoảng cách h giữa vòng tròn chân răng và vòng tròn đỉnh răng đo theo bán kính trục, gọi là chiều cao răng.

Bước và số răng liên hệ với nhau theo hệ thức dưới đây:

$$t_1 = \frac{10}{n}, \qquad \text{mm}$$

Trong đó: n- số răng trên 1cm độ dài chu vi của trục cuốn.

Số răng trên toàn bộ chu vi trục có thể tính theo công thức:

$$x = \frac{\pi D}{t_1}$$

Trong đó:

D- đường kính trục;

t_1- bước răng.

Thường người ta gặp những răng có góc mài nhọn $\theta = 90^0$; góc nhọn $\alpha = 20^0$ và góc lưng $\beta = 70^0$. Số răng trên 1dium độ dài chu vi bằng 6-10 đối với mức nghiền to và 10-16 đối với mức nghiền nhỏ. Các kích thước của rãnh cho ở bảng 7.8.

Trong mọi loại máy nghiền kiểu trục các răng thường không cắt theo đường sinh mà theo đường xoắn ốc (hình 7.19c). Độ nghiêng của răng thường trong giới hạn từ 5 đến 15^0.

Ý nghĩa của độ nghiêng răng là tạo cho cả trục cuốn làm việc được đều hơn và tránh rung. Khi bố trí các răng theo đường sinh thì quá trình làm việc sẽ tiến hành một cách tuần tự từng đợt chỉ vào lúc mà các mặt răng đối diện với nhau.

Nếu làm răng xiên thì khi quay qua khe hở làm việc các răng sẽ cắt chéo nhau và nhờ đó cắt (nghiền vỡ) các phần tử được tốt hơn.

Trong trường hợp này góc nghiêng của răng x/2 được xác định từ điều kiện cắt của hai răng chéo nhau ab và cd.

Từ lý thuyết cắt, thái phần tử nguyên liệu chỉ bị cắt với điều kiện nếu góc hẹp của các răng không vượt quá hai lần góc ma sát, nghĩa là:

$$\alpha \le 2\varphi \qquad (7.67)$$

Đối với gang góc α $10 \div 16^0$, ta sẽ được độ nghiêng cực đại cho phép của các răng:

$$x = 2.16^0 = 32^0; \frac{x}{2} = 16^0$$

Bảng 7.8. Các kích thước của rãnh

Số rãnh trên 25mm chu vi trục	Kích thước của rãnh μm		
	Bước rãnh, t	Chiều rộng đỉnh, n	Độ sâu rãnh, h
10	2500	100	772
12	2084	100	638
14	1785	100	542
16	1563	100	470
18	1389	100	414
20	1250	100	370
22	1136	100	333
24	1042	100	303
26	962	100	277
28	893	100	255

Theo các số liệu thí nghiệm sử dụng máy nghiền kiểu trục uốn ở Kraxnôđar (Nga), các điều kiện tốt nhất sẽ đạt được nếu cắt trục cuốn cứ 10 răng trên một đium và độ nghiêng là 6^0 đối với mức nghiền to, và 16 răng trên một đium độ nghiêng 10^0 đối với mức nghiền nhỏ.

Trong quá trình làm việc của máy nghiền hạt kiểu trục cuốn, cách bố trí các cạnh cắt của bánh răng đối với phần tử nguyên liệu nói chung cũng có ý nghĩa khác quan trọng. Có thể dùng 4 kiểu chính (hình 7-20).

Ở kiểu I mũi nhọn của trục cuốn quay nhanh nghiêng về phía trước theo chuyển động, còn của trục cuốn quay chậm thì nghiêng về phía sau. Cách bố trí như vậy tạo điều kiện cho nguyên liệu được kẹp ở giữa các cạnh sắc của cả hai trục cuốn và được cắt vỡ, hoặc nghiền vỡ (thành tấm).

Ở kiểu II thì mũi nhọn của cả hai trục cuốn đều nghiêng về phía trước. Trong trường hợp này các phần tử nguyên liệu được chà xát nhiều hơn và bột thoát ra tăng hơn.

Ở kiểu III và IV dùng để làm cho bột thoát ra nhiều nhất. Khi đó tác dụng của răng trên phần tử hạt sẽ kém mạnh.

Tất nhiên là kiểu I sẽ thuận lợi nhất để nghiền nguyên liệu.

Năng suất

Năng suất của mỗi cặp trục cuốn là lượng nguyên liệu đi qua khe hở giữa các trục cuốn trong một đơn vị thời gian. Nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố, mà những yếu tố cơ bản là : Bề rộng của khe hở làm việc, chiều dài của các trục cuốn , tính chất nguyên liệu và độ chất đầy thể tích của khe hở làm việc (hệ số chứa đầy).

Đối với cặp trục xoắn nhẵn để ép dập hạt, quay với cùng vận tốc vòng như nhau, năng suất bao giờ cũng được tính theo công thức:

$$Q = 3600.\delta_1.\gamma.L.v.K, \quad t/h \tag{7.68}$$

Trong đó:

δ_1 - bề rộng của khe hở làm việc giữa 2 trục, m;

L - chiều dài của các trục, m;

v- vận tốc quay của trục, m/s; ở đây v là vận tốc trung bình của vật đi qua khe nghiền

$v_{tb} = \frac{v_n + v_c}{2}$ (v_n, v_c vận tốc vòng của trục nhanh và trục chậm)

γ- khối lượng riêng của sản phẩm nghiền, kG/m3;

K- hệ số chứa của khe hở làm việc = 0,1-0,2 (còn goi là hiệu suất nghiền luôn <1).

Khi xác định năng suất của máy nghiền kiểu trục có răng quay với vận tốc vòng khác nhau, thì phải tính thêm lương hạt lấp đầy các rãnh răng và trong tính toán lấy vận tốc trung bình của hạt ở vùng nghiền. Trong trường hợp đó công thức để tính năng suất sẽ là:

$$Q = 3600.(\delta_1 + h)L\left(\frac{v_n + v_c}{2}\right)\gamma.K \quad t/h \qquad (7.69)$$

Trong đó:

h – chiều cao của răng, m;

V_n , V_C – vận tốc của trục quay nhanh và chậm.

Trong việc tính toán năng suất các máy nghiền có nhiều đôi trục thường ta tính năng suất theo đôi trục cuối cùng nhưng phải thỏa mãn biểu thức sau:

$$\frac{\delta_1}{\delta_n} = \frac{L_n.\gamma_n.v_n.k_n}{L_1.\gamma_1.v_1.k_1}$$

Ta ký hiệu: $\frac{v_n}{v_c} = \varphi$ thì có thể viết $\frac{\delta_1}{\delta_n} = \frac{L_n.\gamma_n.k_n}{L_1.\gamma_1.k_1}\varphi_1$

Nếu như các trục sau có vận tốc v_2, v_3, v_4 .. thì ta sẽ có φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 …

Sở dĩ phải thỏa mãn các biểu thức trên vì nếu có nhiều đôi trục thì nguyên liệu phải đảm bảo chuyển sang hết các đôi trục tiếp theo không có giai đoạn ứ nguyên liệu ở đôi trục nào đó, nguyên liệu qua khe hở đôi trục trên lớn nên vận tốc nguyên liệu chậm. Các khe hở ở các đôi trục tiếp theo càng bé dần nên vận tốc nguyên liệu qua khe hở đó ngày càng nhanh dần. Do đó mà khi tính năng suất của hệ máy nhiều đôi trục ta chỉ tính năng suất cho đôi trục cuối là đủ.



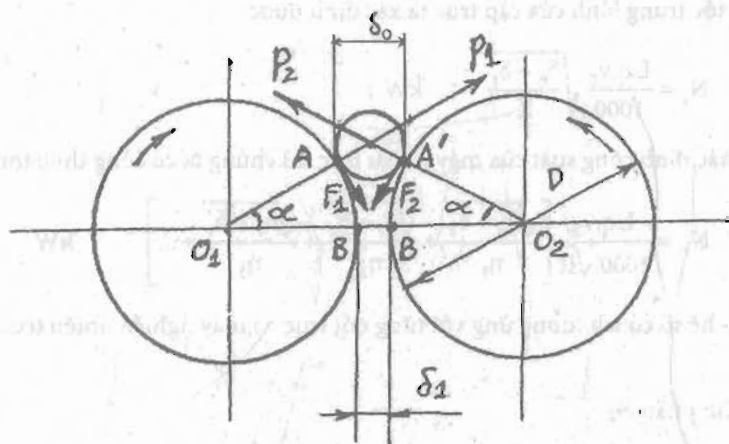
Hình 7.20. Các kiểu bố trí tương hỗ, giữa răng của các trục cuốn

Công suất

Công suất cần thiết của động cơ cho máy dập hạt và máy nghiền hạt làm việc chủ yếu tiêu thụ để ép dập hay nghiền, ma sát giữa các hạt với nhau và với trục cuốn, ma sát ở các đầu trục, mất mát công suất ở các cơ cấu chuyển động.

Công suất của máy gồm 3 thành phần chính sau đây;

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$



Hình 7.21. Phân tích quá trình làm việc của trục

Trong đó:

N_1- công suất nghiền nguyên liệu giữa cự ly 2 trục;

N_2 - công suất để chà sát nguyên liệu giữa cự ly 2 trục;

N_3 - công suất để thắng ma sát ở các ổ đỡ của các trục.

Các thành phần công suất được xác định như sau:

Xác định thành phần N_1:

Từ sơ đồ 7.21 ta thấy P_1 và P_2 là do trục ép tác dụng lên hạt nguyên liệu và F_1, F_2 là lực ma sát giữa nguyên liệu và trục tác dụng kéo nguyên liệu xuống là:

$$N_1 = \frac{P_1(\delta_0 - \delta_1)}{\tau}$$

Để tính được công suất N_1 ta phải tìm đại lượng biến dạng của lực nghiền $(\delta_0 - \delta_1)$

$P_1 = L.q$, N/m

Trong đó:

L - Chiều dài trục (chiều dài làm việc), m;

q - tải trọng trên một m chiều dài trục, N/m.

Thời gian $\tau = \frac{l_1}{v_0}$

Trong đó l_1 = AB = Rα. Thực tế α rất nhỏ nên có thể viết:

$\alpha = \sin\alpha = \sqrt{1-\cos^2\alpha}$ hoặc theo hình vẽ giá trị và điều kiện cho phép tính được góc α theo biểu thức:

$$\alpha = \sqrt{1-\left(\frac{R-\frac{\delta_0-\delta_1}{2}}{R}\right)^2}$$

Khai triển giá trị của α ta xác định được:

$$l_1 = \sqrt{R(\delta_0 - \delta_1)}$$

Coi v_0 là vận tốc trung bình của cặp trục ta xác định được:

$$N_1 = \frac{L.q.v_0}{1000}\sqrt{\frac{\delta_0-\delta_1}{R}} \quad \text{kW}$$

Đối với việc xác định công suất của máy nhiều trục thì chúng ta có công thức tổng quát:

$$N_n = \frac{L.q.v_0}{1000.\sqrt{R}}\left[\frac{\sqrt{\delta_0-\delta_1}}{\eta_1}+\frac{\sqrt{\delta_1-\delta_2}}{\eta_2}+\frac{\sqrt{\delta_2-\delta_3}}{\eta_3}+\ldots\right] \quad \text{kW}$$

Trong đó: η_i - hệ số có ích tương ứng với từng đôi trục vì máy nghiền nhiều trục ta phải phân ra nhiều đôi trục.

Xác định thành phần N_2:

Công suất chà xát nguyên liệu giữa 2 trục do lực P_c tạo nên:

$$N_2 = \frac{P_2(v_0 - v_1)}{1000} \quad \text{kW}$$

$$N_2 = \frac{P_2 v_0(\phi_1 - v_1)}{1000} \quad \text{kW} \qquad \phi_1 = \frac{v_1}{v_0}$$

Ở đây $\qquad P_2 = P_1.f = L.q.f$

Xác định thành phần N_3:

Công suất để thắng ma sát ở ổ đỡ

Công suất của máy nhiều đôi trục

$$N_3 = \sum_{i=0}^{i=j}\frac{f_{nj}.\frac{r_1}{R}v_j.T_j}{1000\eta_j}$$

Trong đó:

r- bán kính cong vòng lót trong của ổ bi đũa;

i – số liệu của trục;

j – số liệu của đôi trục tiếp theo;

v_j – vận tốc của đôi trục j, m/s;

T_j- tổng tất cả các lực tác dụng lên ổ đỡ;

η_j - hệ số có ích của đôi trục;

f_{nj} - hệ số ma sát, $f_{nj} = \frac{1,46k}{r}\left(1+\frac{r_1}{r_2}\right)$

k – hệ số ma sát lăn của bi đũa;

r_1 – bán kính vòng trong của ổ bi, m;

r_2 – bán kính bi đũa, m.

Xuất phát từ kinh nghiệm sử dụng các máy nghiền đã được thiết kế có thể sơ bộ tính rằng cứ 100mm chiều dài của cặp trục uốn cần 1,5 – 2kW.

Điều chỉnh khe hở

Trong các máy nghiền kiểu trục cuốn đều có khả năng thay đổi bề rộng của khe hở làm việc δ_1 bằng cách dịch chuyển trục này đối với trục cuốn kia và thay đổi độ lớn áp suất của trục đối với nguyên liệu bằng lò xo. Thay đổi khoảng cách giữa 2 trục nghiền được điều chỉnh khi trục nghiền bị mòn hoặc kích thước sản phẩm nghiền yêu cầu thay đổi phù hợp với các công đoạn tiếp theo.

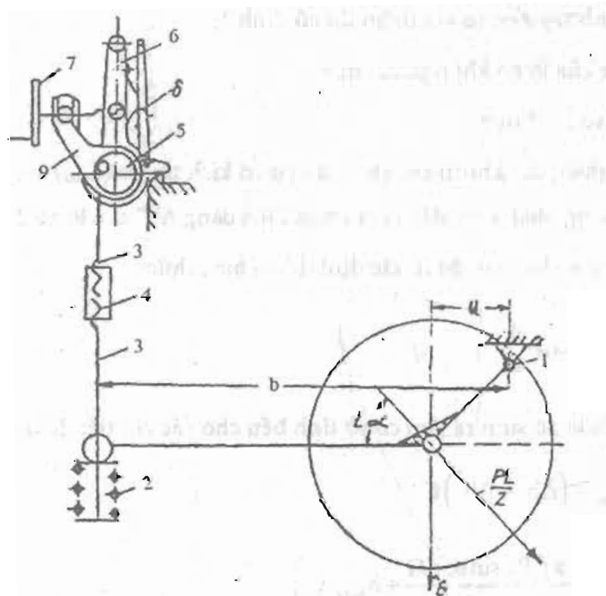
Khi chọn bề rộng của khe hở cần xuất phát từ điều kiện các kích thước ban đầu và cuối cùng của phần tử nguyên liệu đem nghiền. Có thể lấy sơ bộ những độ lớn như sau: khi nghiền to 0,6 – 0,8mm, khi nghiền vừa 0,4-0,5mm, khi nghiền nhỏ 0,2 – 0,3mm.

Khi đó điều rất quan trọng là phải làm sao đặt các trục nghiền được song song với nhau.

Một loại máy nghiền trục hiện đại có cơ cấu điều chỉnh khoảng cách giữa 2 trục để phù hợp với cỡ vật liệu đem nghiền, đáp ứng được mức độ nghiền cần thiết. Cơ cấu điều chỉnh thường đặt lên một trục, gồm nhiều loại từ đơn giản đến phức tạp, từ điều chỉnh thô đến điều chỉnh tinh. Loại có cơ cấu đơn giản thường gặp là cơ cấu điều chỉnh vít – êcu. Êcu được gắn chặt lên thân máy, còn vít gắn với ổ đỡ trục. Khi quay vít, do êcu cố định vít phải dịch chuyển kéo theo ổ đỡ trục, làm thay đổi khoảng cách 2 trục.

Cơ cấu điều chỉnh khe hở hoàn thiện hơn được mô tả ở hình 7.22. Trục cố định có cặp ổ đỡ gắn cố định lên giá máy, mỗi ổ đỡ của trục di động có một bên treo vào giá máy tại điểm 1 còn bên kia tì lên lò xo 2 mà lo xo này được treo bằng 2 thanh kéo 3 cùng lắp với cơ cấu tăng 4.

Qua hai cơ cấu tăng 4 đỡ 2 ổ trục của trục di động ta điều chỉnh được độ song song với trục cố định bằng cách xoay một cơ cấu tăng 4 để rút ngắn hoặc kéo dài thanh kéo 3 nhằm nâng hoặc hạ một ổ đỡ trục so với ổ đỡ đầu trục kia.



Hình 7.22. Cơ cấu điều chỉnh khe hở các trục nghiền

Ngoài khả năng điều chỉnh độ song song của các trục nghiền, cơ cấu này còn cho phép điều chỉnh thô hoặc điều chỉnh tinh khe nghiền (từ 0,005 đến 0,01 mm). Hai hệ thanh kéo 3 được gắn lệch tâm lên trục xoay 5, còn hai đầu trục này quay trơn trong hai ổ lắp trên hai thành bên của máy. Trên trục 5 còn có 2 cần 6 và 9. Cần 6 dùng điều chỉnh thô có gài chốt với trục 5 và có móc nối với thân máy. Ngoài ra trên cần 6 còn có êcu của vít chỉnh tinh 8 gắn cố định với cần 9 và được chuyển động từ tay quay 7. Cần 9 cũng cài then trục 5. Khi cần điều chỉnh thô khoảng cách khe nghiền thì nhả móc nối với thân máy và xoay tay gạt 6 sang phải hoặc sang trái, cần 9 cũng xoay theo cùng trục 5 sang phải hoặc sang trái, kéo hệ thanh kéo 3 lên hoặc xuống để gài móc nối với thân máy lại. Khi cần điều chỉnh tinh phải rút chốt gài giữa cần gạt 6 với trục 5, lúc này cần 6 cố định cùng thân máy nhờ móc nối. Quay tay 7 làm vít chỉnh tinh 8 di động (so với ecu lắp trên cần 6 cố định) kéo theo cần 9 quay làm trục 5 quay và nâng hoặc hạ hệ thanh kéo 3, nhờ đó dịch chỉnh tinh được khoảng cách khe nghiền. Cần gạt 6 và tay quay 7 có thể thao tác thủ công hoặc tự động qua các cơ cấu truyền động cơ giới.

Lò xo 2 dùng để phòng quá tải cho cặp trục nghiền khi có vật liệu nghiền quá cứng hoặc quá to đi vào khe nghiền . Để tránh quá tải, khe nghiền phải tự nới rộng ra nhờ độ đàn hồi của lò xo 2. Sau khi hết quá tải cũng chính nhờ lò xo 2 đưa trục di động về vị trí cũ, ứng với khoảng cách khe nghiền thích hợp.

Tính toán bền cho các cơ cấu điều chỉnh dựa vào lực lớn nhất xuất hiện trên lò xo 2 là Q_{max}.

Sức căng sơ bộ của lo xo 2 để khắc phục áp lực của lớp hạt và trọng lượng bản thân của trục nghiền

$$\Delta h' C = \frac{PL\sin\alpha + G}{2}.\frac{a}{b} \tag{7.70}$$

Trong đó:

P- Lực cực đại dùng để nghiền tính bằng N/1mm chiều dài trục nghiền;

L- chiều dài trục nghiền, mm;

G- trọng lượng trục nghiền, N;

α - góc nghiêng tạo bởi phương nằm ngang và phương nối hai tâm cặp trục nghiền;

a,b – độ dài các cánh tay đòn so với điểm đỡ cố định 1;

$\Delta h'$ – độ biến dạng của lò xo khi nghiền, mm;

C- độ cứng của lo xo 2, N/mm.

Trong quá trình nghiền đôi khi có các cục vật liệu có kích thước (δ_{max}) lớn hơn khoảng cách khe nghiền δ. Để thoát được, trục di động phải được đẩy ra tạo một biến dạng $\Delta h''$ của lo xo 2.

Độ biến dạng của lo xo lúc này được xác định bằng biểu thức:

$$\Delta h'' = \delta_{Max}.\frac{a}{b} \tag{7.71}$$

Như vậy lực do mỗi lo xo sinh ra làm cơ sở tính bền cho các chi tiết điều chỉnh

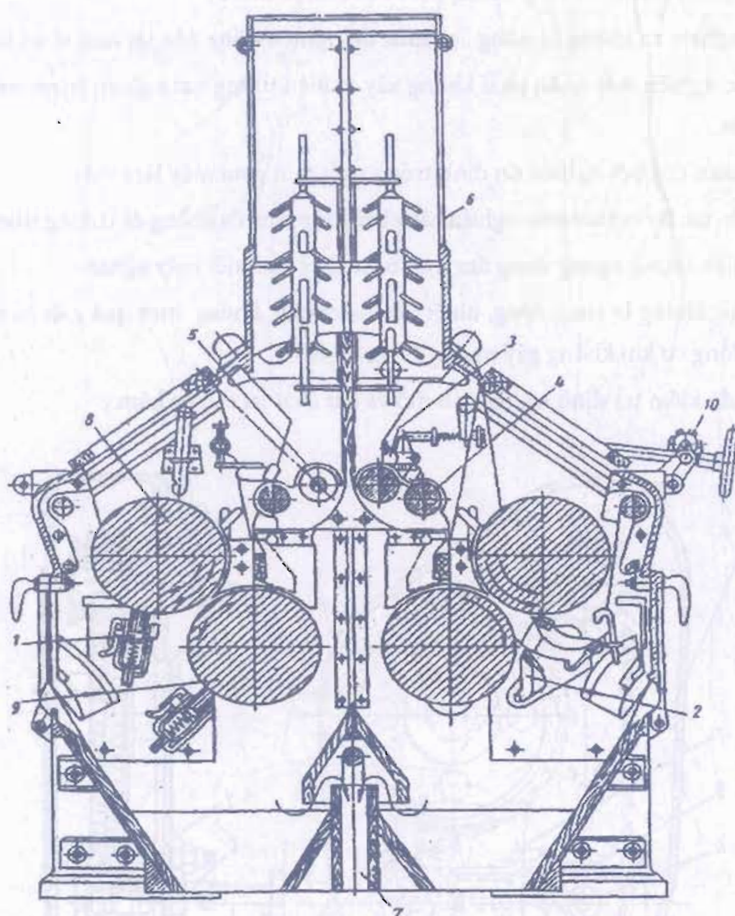
$$Q_{Max} = \left(\Delta h' + \Delta h''\right)C$$

$$Q_{Max} = \frac{a}{b}\left(\frac{PL\sin\alpha + G}{2} + \delta_{Max}.C\right) \tag{7.72}$$

Hình 7.23 là cấu tạo một dạng máy nghiền hạt phổ biến loại bốn trục ghép thành đôi một

Máy có hộp chứa liệu chung phân thành 2 ngăn, trong mỗi ngăn có các chóp gắn với hệ thanh giằng của cơ cấu chống thủy lực tự động điều chỉnh khe hở giữa cặp trục nghiền. Hạt từ hộp chứa liệu xuống qua van chắn điều chỉnh 3 đến cặp trục rải liệu 4 để rải hạt thành lớp mỏng lên trục nghiền quay chậm 9. Với mỗi cặp trục nghiền 8 và 9 nếu là cặp trục chẵn thì lắp dao cạo sạch 2, còn nếu là trục nghiền xẻ rãnh thì lắp bàn chải 1 cạo sạch bề mặt 2 trục. Ở máy này còn lắp ống thông áp 7 và tay quay 10 để điều chỉnh bằng tay quay khoảng cách khe nghiền.

Cặp trục nghiền được truyền động bằng xích (hình 7.24) đầu trục nhanh có lắp đĩa nhỏ 1, còn đầu trục chậm được lắp đĩa xích 2. Đĩa xích nhỏ 3 được đặt ở vị trí tạo góc ôm cho đĩa xích 2 hoạt động và di động trong phạm vi dịch chỉnh khe hở giữa 2 trục nghiền. Để căng hệ xích của truyền động này dùng đĩa xích 4 cùng thanh đẩy 5. Nhờ cần lệch tâm 8 và con lăn 7 để dịch chỉnh vị trí thanh đẩy 5 cũng có nghĩa là dịch chỉnh vị trí đĩa xích 4 nhằm căng xích truyền động.



Hình 7.23. Cấu tạo một dạng máy nghiền hạt phổ biến loại 4 trục ghép thành 1 đôi 1

Bằng cơ cấu dẫn động xích trên vừa thực hiện được nhiệm vụ truyền động cho trục nghiền quay nhanh và trục nghiền quay chậm theo chiều ngược nhau, vừa đảm bảo sự điều chỉnh khoảng cách giữa 2 trục nghiền một cách dễ dàng.

Năng suất nghiền lý thuyết của máy nghiền trục được xác định theo công thức:

$$Q = 3{,}6.10^{-6}.\delta.L.\rho.v_{tb}.k, \qquad \text{kg/h}$$

Trong đó:

δ – chiều rộng khe nghiền, mm;

L- chiều dài trục nghiền, mm;

ρ – khối lượng riêng của sản phẩm nghiền, kg/m³;

k – hệ số chỉ hiệu quả của vùng nghiền, k<1;

$V_{tb} = \dfrac{V_n + V_c}{2}$ - vận tốc trung bình của vật liệu đi qua khe nghiền, m/s;

v_n, v_c – vận tốc vòng của trục nhanh và trục chậm, m/s.

Máy nghiền trục làm việc bình thường khi:

1. Hộp cấp liệu phân bố nguyên liệu một cách liên tục và đều đặn. Cặp trục rải liệu đảm bảo rải liệu liên tục quay chậm thành một lớp mỏng theo suốt chiều dài trục.

2. Sản phẩm nghiền ra không bị nóng , có mức độ nghiền đồng đều tại mọi vi trí của cặp trục nghiền.

3. Với cặp trục nghiền mặt nhẵn phải không xảy ra hiện tượng hạt nghiền trượt mòn trong khe nghiền và bị cán dẹt ra.

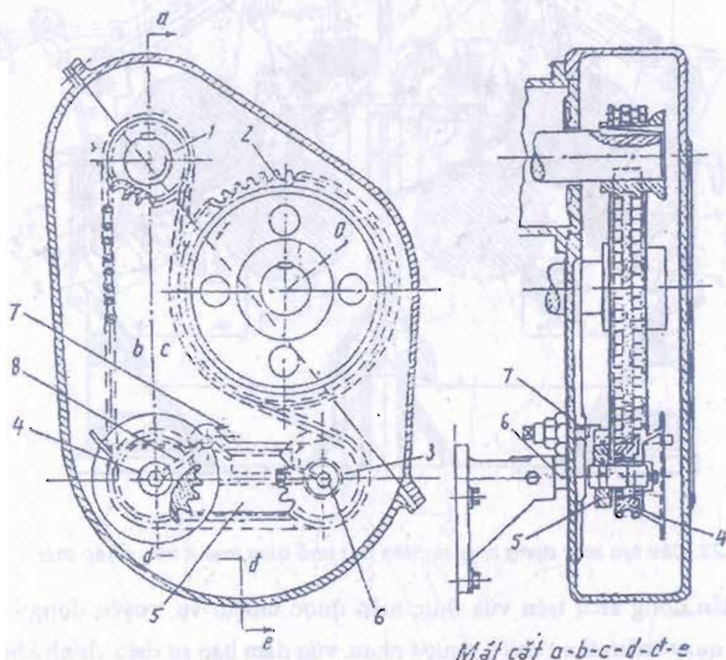
4. Mức độ nghiền của bột nghiền ổn định trong suốt thời gian máy làm việc

5. Sản phẩm liên tục lấy ra khỏi máy nghiền bằng băng vận chuyển không để ứ đọng trong máy

6. Không có hiện tượng ngưng đọng ẩm trên bề mặt các chi tiết máy nghiền

7. Các ổ đỡ trục không bị rung động, nhiệt độ của chúng không vượt quá giới hạn cho phép và các bộ phận truyền động cơ khí không gây những tiếng ồn lạ

8. Cần có chế độ kiểm tra định kỳ, tra dầu mỡ và bắt chặt lại các ốc hãm



Hình 7.24. Xích dẫn động của máy nghiền 4 trục

7.2.3 Máy nghiền chậu con lăn

Máy nghiền chậu con lăn còn gọi là máy nghiền quả lăn thuộc loại máy dùng nghiền bột mịn hoặc rất mịn. Lực nghiền do máy tạo ra chủ yếu là lực nén, ép và chà xát. Máy nghiền quả lăn loại đơn giản thường làm việc gián đoạn có năng suất thấp. Các loại máy nghiền được phát triển về sau thường làm việc liên tục và có năng suất cao nhưng kết cấu cũng phức tạp hơn loại này gồm một số máy sau đây:

1. Máy nghiền có chậu đựng vật liệu đem nghiền đứng yên, còn các con lăn hình trụ quay quan . trục thẳng đứng của chậu đồng thời tự quay quanh trục nằm ngang của con lăn

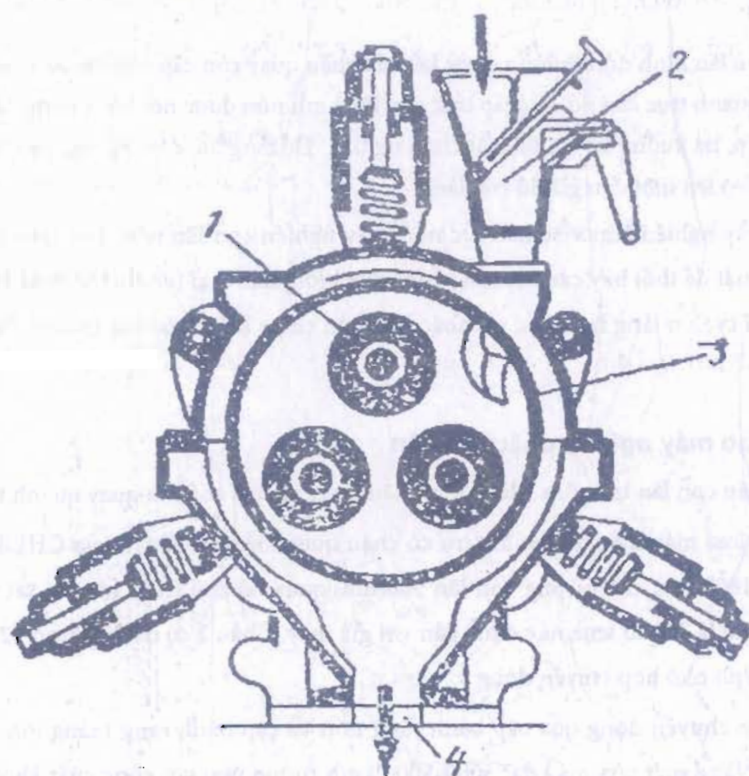
2. Máy nghiền có chậu quay còn các con lăn trụ đứng yên so với trục thẳng đứng của chậu nhưng chúng vẫn tự quay quanh trục của chúng dưới tác dụng của lực ma sát

3. Máy nghiền có chậu quay còn các con lăn hình nón đứng yên và tự quay quanh trục của bản thân.

4. Máy nghiền có chậu quay nằm ngang hoặc thẳng đứng còn con lăn dùng để nghiền hình cầu

5. Máy nghiền gồm nhiều tầng chậu quay còn các con lăn cầu xếp thành một, hai hoặc nhiều dãy

6. Máy nghiền trục lăn với vòng nghiền lăn theo trục, dùng để chà xát vật liệu (hình 7.25)



Hình 7.25. Máy nghiền ba trục với vòng nghiền

1. trục lăn; 2. phễu nạp điện; 3. vòng nghiền; 4. phễu tháo liệu

Trong quá trình nghiền, các con lăn hình cầu, trụ hoặc nón đều tự quay quanh trục của chúng do lực ma sát giữa chậu nghiền và con lăn. Khi chưa có vật liệu, sự tiếp xúc giữa con lăn cầu với chậu nghiền là tiếp xúc điểm, còn giữa con lăn hình trụ, nón với chậu là tiếp xúc đường. Đoạn tiếp xúc này bằng chiều rộng con lăn và có phương hướng kính, nên vận tốc vòng của mỗi điểm tiếp xúc so với trục của chậu có các trị số khác nhau. Điểm nằm gần trục có trị số nhỏ, xa trục có trị số lớn. Với con lăn hình nón vận tốc vòng của các điểm

trên đường sinh của mặt nón so với trục quay của con lăn cũng khác nhau. Sự chênh lệch về vận tốc vòng của các điểm tiếp xúc trên chậu so với trục quay của chậu nghiền có thể đúng bằng hoặc khác với sự chênh lệch về vận tốc vòng của các điểm ấy trên đường sinh của mặt nón so với trục quay của con lăn nón, nên có thể không hoặc xuất hiện vận tốc trượt . Còn với con lăn trụ vận tốc vòng tại mọi điểm trên đường sinh của mặt trụ so với trục quay của con lăn là không đổi trong khi vận tốc vòng cung của những điểm đó (các điểm tiếp xúc với chậu nghiền) so với trục quay của chậu lại thay đổi, do đó xuất hiện vận tốc trượt tạo khả năng chà xát lớn hơn nhưng lại tốn công suất hơn.

Máy nghiền có chậu đứng yên, quả lăn quay quanh trục thẳng đứng của chậu sẽ xuất hiện lực ly tâm tác dụng lên trục của chậu. Trục chậu dễ chịu uốn khi hai quả lăn mòn không đều và có khối lượng khác nhau. Mặt khác tải trọng tác dụng lên ổ chặn của trục chậu nhỏ và vật liệu chứa trong chậu lại không chịu tác dụng của lực ly tâm nên được nghiền tốt hơn.

Máy nghiền có chậu quay còn cặp con lăn đứng yên so với trục của chậu thì vật liệu chứa trong chậu chịu lực ly tâm (vì nó ma sát với chậu) do đó làm ảnh hưởng tới điều kiện nghiền, đồng thời tải trọng tác dụng lên ổ chặn của trục cũng lớn. Nhưng lực ly tâm của chậu không ảnh hưởng tới cặp con lăn nên cho máy làm việc êm hơn.

Máy nghiền con lăn hình nón thường được kết cấu chậu quay còn cặp con lăn hình nón đứng yên so với trục chậu và tự quay quanh trục của nó. Giá lắp trục con lăn hình nón được nối bằng khớp bản lề với giá máy để con lăn có thể nâng lên, hạ xuống so với bề mặt chậu nghiền. Để tăng lực nén, ép của con lăn lên vật liệu đem nghiền, còn lắp lò xo kéo lên một đầu giá đỡ con lăn.

Với các loại máy nghiền làm việc liên tục như máy nghiền con lăn nón, con lăn cầu có kết cấu thêm trong máy hệ thống quạt để thổi bay các bột sản phẩm qua lưới phân loại (có thể có hoặc không) rồi vào thiết bị phân loại riêng loại cyclon lắng hoặc lọc túi hoặc bộ phận riêng kiểu tuốc bin (nhằm thu lại hạt nghiền to để nghiền lại).

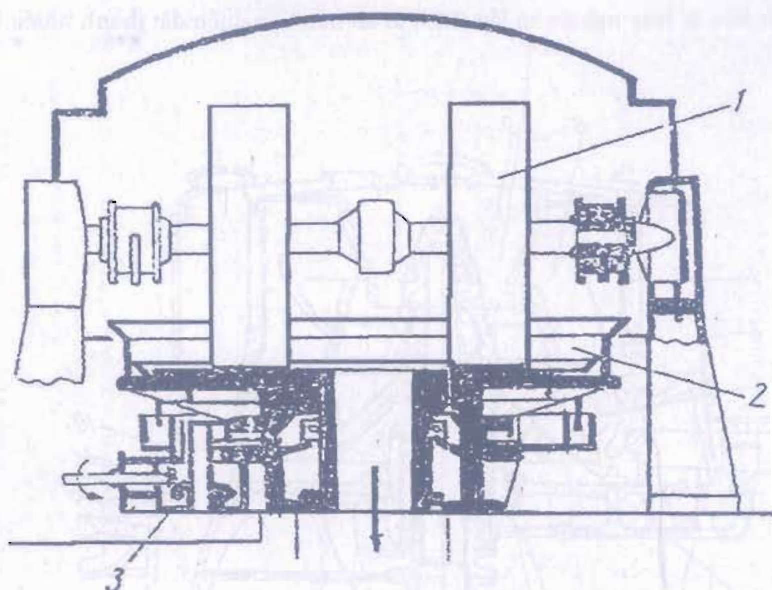
7.2.3.1 Cấu tạo máy nghiền chậu con lăn

Máy nghiền chậu con lăn trụ gồm 2 loại: loại chậu quay và loại con lăn quay quanh trục của chậu.

Ở hình 7.26 là loại máy nghiền con lăn trụ có chậu quay kiểu FF/KM18 của CHLB Đức. Các con lăn trụ 1 có đường kính 1800mm, chiều rộng con lăn 500mm, quay tại chỗ (nhờ lực ma sát với chậu khi chậu quay) quanh trục của nó là 2 ổ đỡ trục này được gắn với giá máy. Chậu 2 có đường kính 3200mm quay với số vòng quay là 16-18 vg/ph nhờ hộp truyền động 3.

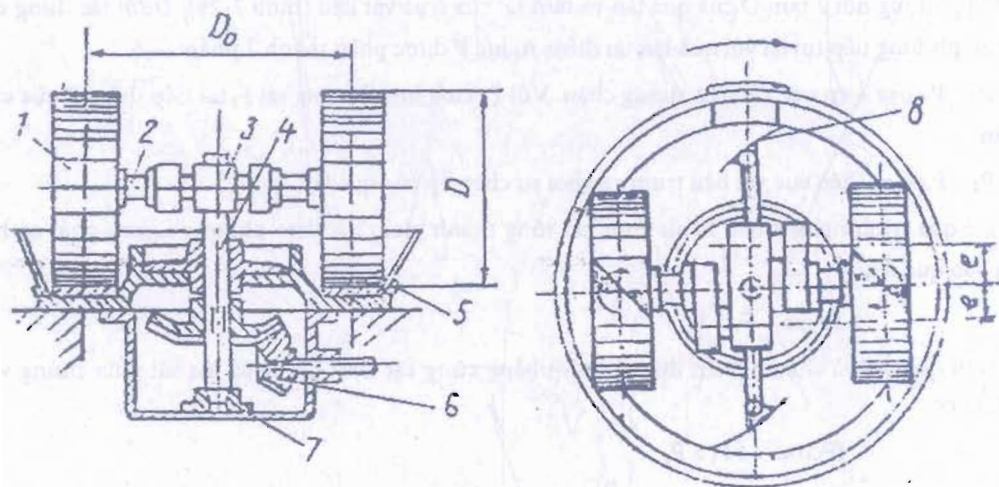
Động cơ truyền chuyển động qua cặp bánh răng nón và cặp bánh răng thẳng lớn được gắn chặt với chậu làm chậu quay. Năng suất của máy đạt 3000-5000 kg/h tương ứng với công suất khoảng 4kW. Để tăng tuổi thọ của máy cũng như tăng khả năng nghiền vật liệu cứng, bề mặt ngoài quả lăn và chậu nghiền đã được bọc và lót bằng kim loại cứng. Loại máy nghiền này có thể nghiền các loại vật liệu ướt, ẩm, khô, dính quánh hoặc ở trạng thái nóng.

Loại máy nghiền chậu đứng yên và các con lăn trụ quay quanh trục của chậu được mô tả ở hình 7.27. Sự chuyển động từ môto được truyền qua cặp bánh răng nón 6 tới trục thẳng đứng 4. Gắn với ổ đỡ trục 2 của quả lăn trụ 1 còn chậu 5 được lắp vào giá máy. Bột sản phẩm đạt kích thước trung bình là 0,04mm.



Hình 7.26. Máy nghiền con lăn trụ kiểu chậu quay
1. con lăn 2. chậu nghiền, 3. bộ truyền động

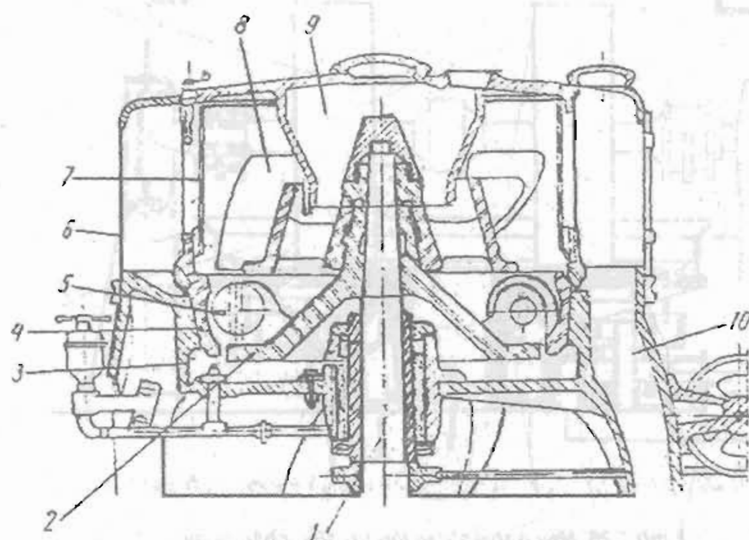
Ở hình 7.28 là máy nghiền con lăn cầu một dãy nằm ngang làm việc liên tục. Trên đầu trục quay 1 có lắp giá 2 đỡ các bi nghiền 5 và một quạt 8. Vật liệu đem nghiền được nạp qua cửa 9. Bột sau khi nghiền nhỏ được quạt 8 hút lên và đẩy qua lưới phân loại. Hạt to không chui qua được sẽ rơi trở lại máy nghiền, còn bột nhỏ chui qua lưới 7 sẽ theo rãnh 10 vào bộ phận thu hồi bột. Máy nghiền con lăn cầu loại này có đường kính vòng nghiền là 600-1450mm. Vận tốc quay của vòng bi 300-1300v/p và năng suất đạt 3-12T/h ứng với kích thước bột khoảng 0,075 mm.



Hình 7.27. Máy nghiền con lăn trụ loại chậu đứng yên
1. con lăn, 2. trục con lăn, 3. ổ đỡ đầu trục; 4. trục máy nghiền; 5. chậu nghiền;
6. cặp bánh răng nón; 7. ổ đỡ chặn; 8. cánh đảo trộn vật liệu

Cũng có loại máy nghiền con lăn cầu một dãy thẳng đứng với các cỡ tương ứng là 140, 160 và 190mm với số bi 4, 5 hoặc 6 viên. Vận tốc quay 150, 200, 225 và 250vg/ph. Loại này có kết cấu phức tạp hơn nhưng có

hiệu quả nghiền cao hơn là máy nghiền có lắp thêm lò xo nén bi nghiền đặt thành nhiều hàng gồm một hay nhiều dãy.



Hình 7.28. Máy nghiền con lăn cầu một dãy nằm ngang

1. Trục máy; 2. giá đỡ bi nghiền; 3. vỏ máy; 4. vành lót nghiền; 5. con lăn cầu; 6. nắp máy; 7. lưới phân loại; 8. quạt; 9. cửa nạp liệu; 10. rãnh tháo liệu

7.2.3.2. Xác định góc kẹp và kích thước quả lăn

Để đơn giản trong quá trình tính toán ta coi vật liệu nghiền có hình dạng cầu và bỏ qua trọng lượng bản thân của cục vật liệu vì nó quá nhỏ so với lực nghiền do trọng lượng của quả lăn gây ra.

Khi quả lăn trụ quay hoặc như chậu đựng vật liệu cần nghiền quay, quả lăn trụ 9 ép cục vật liệu với lực ép P theo phương nối 2 tâm O của quả lăn và tâm O' của trục vật liệu (hình 7-29). Dưới tác dụng của lực ma sát F theo phương tiếp tuyến với quả lăn tại điểm A, lực P được phân thành 2 phần:

$P_1 = P.\cos\alpha$ – ép cục vật liệu xuống chậu. Với P_1 xuất hiện lực ma sát F_1 tại tiếp điểm B của cục vật liệu với chậu

$P_2 = P.\sin\alpha$ – kéo cục vật liệu trượt ra khỏi sự chèn ép của quả lăn

Để quá trình nghiền tiến hành được thì tổng thành phần lực theo phương ngang phải có hướng đẩy vật liệu vào quả lăn.

$$F\cos\alpha + F_1 > P_2 \quad (7.73)$$

Nếu quả lăn và chậu nghiền được bọc lót bằng cùng vật liệu thì hệ số ma sát giữa chúng với cục vật liệu là f, ta có:

$$fP\cos\alpha + f P_1 > P_2$$

$$fP\cos\alpha + fP\cos\alpha > P\sin\alpha$$

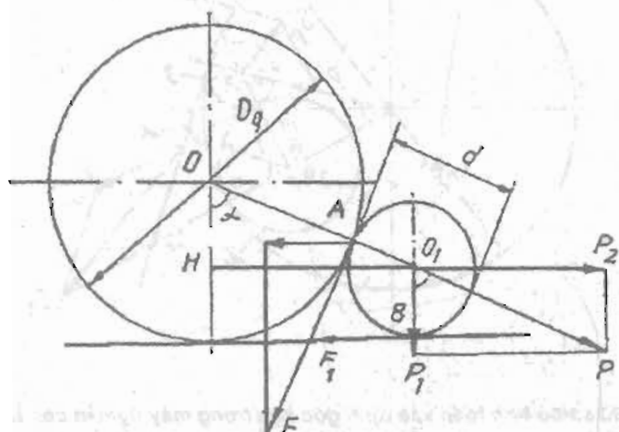
$$2f > tg\alpha$$

Thay $f = tg\varphi$, với φ là góc ma sát giữa vật liệu bọc lót quả lăn và chậu nghiền với cục vật liệu ta được:

$$2tg\varphi > tg\,\alpha$$

$$2\varphi > \alpha \quad (7.74)$$

Như vậy, với điều kiện để nghiền được cần có góc kẹp α của quả lăn và cục vật liệu phải nhỏ hơn 2 lần góc ma sát giữa cục vật liệu và vật liệu chế tạo quả lăn cùng chậu nghiền.



Hình 7.29. Sơ đồ tính toán xác định góc kẹp và đường kính quả lăn trụ

Kích thước quả lăn (D_q) được xác định theo kích thước lớn nhất của vật liệu đem nghiền (d). Dựa vào hình 7-29 ta có:

$$\cos\alpha = \frac{OH}{OO_1} = \frac{D_q - d}{D_q + d} \quad (7.75)$$

$$(D_q + d)\cos\alpha = D_q - d$$

$$D_q(1 - \cos\alpha) = d(1 + \cos\alpha)$$

$$D_q = d\left(\frac{1 + \cos\alpha}{1 - \cos\alpha}\right) \quad (7.76)$$

Ứng với α = 25-30⁰ thì D_q = (15 -20)d, có nghĩa là trong trường hợp này đường kính của quả lăn phải lớn gấp 15-20 lần kích thước lớn nhất của cục vật liệu đem nghiền.

Đối với các con lăn nón trong máy nghiền nón cũng được tính toán như với con lăn trụ. Đường kính đáy nhỏ D_1 của nón được xác định theo cỡ vật liệu đem nghiền d và hệ số ma sát trượt f tính theo công thức:

$$D_1 \geq \frac{1}{f^2}.d \quad (7.77)$$

Đường kính đáy lớn của con lăn nón D_2 phụ thuộc vào góc nghiêng γ giữa trục nón với mặt phẳng ngang của chậu nghiền và chiều rộng của con lăn.

Trong máy nghiền con lăn cầu (hình 7-30) ta gọi bán kính vòng nghiền là R_1 bán kính con lăn cầu là R_2 còn bán kính cục vật liệu đem nghiền là r. Khi con lăn cầu quay ép vào cục vật liệu một lực là P theo phương nối 2 tâm A và B qua tiếp điểm M thì cục vật liệu cũng ép vào vòng nghiền đồng thời cũng chịu phản lực của vòng nghiền là P theo phương hướng tâm C của vòng nghiền. Hai lực P này tạo ra 2 lực ma sát T tại các tiếp điểm thẳng góc với BA và CA.

Hình 7.30 sơ đồ tính toán xác định góc kẹp trong máy nghiền con lăn cầu

Góc kẹp α là góc tạo bởi 2 phương của lực T và cũng là góc CAB ⊖AB (α = ⊖AB)

Điều kiện để nghiền được cần có:

$$S_r \geq S_p \tag{7.78}$$

$$2T\cos\frac{\alpha}{2} \geq 2P\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$P.2f\cos\frac{\alpha}{2} \geq 2P\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$f \geq tg\frac{\alpha}{2}$$

$$tg\varphi \geq tg\frac{\alpha}{2}$$

$$2\varphi \geq \alpha \tag{7.79}$$

Mặt khác góc kẹp cũng còn phụ thuộc vào quan hệ các kích thước R_1, R_2 và r. Từ hình 7.30 ta có:

$$BC = a = R_1 - R_2;\ AC = b = R_1 - r;\ AB = c = R_2 + r$$

Gọi $$u = \frac{a+b+c}{2} = \frac{R_1 - R_2 + R_1 - r + R_2 + r}{2} = R_1$$

Thì theo lượng giác cũng có:

$$tg\frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{(u-b)(u-c)}{u(u-a)}} \tag{7.80}$$

Thay vào biểu thức 7.80 các giá trị của a,b,c,u và bình phương lên ta được:

$$f^2 = tg^2\frac{\alpha}{2} = \frac{r(R_1 - R_2 - r)}{R_1R_2} \tag{7.81}$$

Công thức trên nêu lên quan hệ giữa 4 đại lượng: góc kẹp α , bán kính vòng nghiền R_1 , bán kính lăn cầu R_2 và bán kính cục vật liệu đem nghiền d trong máy nghiền chậu con lăn cầu.

Xác định góc kẹp α từ hệ số ma sát f hoặc góc ma sát φ theo công thức (7-79), còn các bán kính R_1 , R_2 chon theo cấu tạo của máy.

7.2.3.3. Xác định số vòng quay của chậu nghiền đối với loại máy nghiền có chậu quay

Số vòng quay này được tính toán từ điều kiện: khi chậu quay các cục vật liệu không bi văng ra mép chậu do lực ly tâm mà vẫn nằm yên dưới tác dụng của trọng lượng bản thân để được các quả lăng nghiền nhỏ.

Gọi trọng lượng cục vật liệu là G, do ảnh hưởng của chậu quay sẽ xuất hiện lực ma sát F chống lại lực ly tâm C tác dụng vào cục vật liệu và kéo nó ra mép chậu:

$$F \geq C \tag{7.82}$$

$$fG \geq m\frac{v^2}{R}$$

$$fG \geq \frac{G}{gR}\left(\frac{\pi Rn}{30}\right)^2$$

Rút ra

$$n \leq 30\sqrt{\frac{f}{R}} \text{ vg/ph} \tag{7.83}$$

Trong đó:

f- hệ số ma sát của vật liệu với chậu nghiền;

m- khối lượng cục vật liệu đem nghiền kg;

R – Bán kính vòng tròn ngoài của quả lăn, m;

Với vật liệu thô, cứng lấy f = 0,3 thì $n_{Max} = \frac{16,5}{\sqrt{R}}$ vg/ph

Với vật liệu ẩm lấy f = 0,5 thì $n_{Max} = \frac{21}{\sqrt{R}}$ vg/ph

Máy nghiền chậu con lăn có của tháo liệu ở đáy chậu thì chọn số vòng quay làm việc của chậu bằng 0,8 n_{Max}, còn khi tháo liệu qua mép chậu thì chọn số vòng quay này bằng 2,5 n_{Max}.

Để hạn chế bớt ảnh hưởng của lực ly tâm nên máy nghiền có khả năng quay quanh trục của chậu có số vòng quay nhỏ hơn số vòng quay của máy nghiền có chậu quay. Do đó máy nghiền có chậu quay có năng suất cao hơn và làm việc ổn định hơn.

7.2.3.4. Xác định lực nghiền

Để nghiền nhỏ được vật liệu , máy nghiền quả lăn phải tạo ra được một lực nghiền đủ lớn sao cho công của lực nghiền sinh ra phải lớn hơn hoặc bằng công làm biến dạng cục vật liệu đem nghiền.

Ở máy nghiền chậu con lăn trụ thì lực nghiền chính là trọng lượng của quả lăn trụ. Để tăng lực nghiền này đôi khi còn kết cấu thêm hệ lò xo có tấm nén một lực phụ lên trục con lăn. Máy nghiền con lăn nón thì lực nghiền phụ do hệ lò xo kéo sinh ra. Còn ở máy nghiền con lăn cầu thì lực nghiền chính là lực ly tâm của các con lăn cầu trong máy nghiền có chậu nghiền thẳng đứng.

Công làm biến dạng vật liệu

$$A_1 = \frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{\sigma^2 KBd^2}{2E} \quad \text{Nm} \tag{7.84}$$

Trong đó:

σ – giới hạn bền nén của vật liệu đem nghiền, N/m²;

E – mô đun đàn hồi của vật liệu đem nghiền, N/m²;

B- chiều rộng của quả lăn, m;

d- kích thước cục vật liệu đem nghiền, m;

K – hệ số hình dạng làm giảm thể tích.

Công do lực nghiền

$$A_2 = P.\Delta d \quad (7.85)$$

Thay $\varepsilon = \frac{\Delta d}{d} = \frac{\sigma}{E}$ (theo định luật Huc) vào biểu thức trên ta được:

$$A_2 = P\varepsilon d = P.\frac{\sigma}{E}.d \quad (7.86)$$

Để nghiền được cần có $A_1 = A_2$, nghĩa là:

$$P.\frac{\sigma}{E}.d = \frac{\sigma^2.KBd^2}{2E} \quad (7.87)$$

Từ đây rút ra được lực cần thiết:

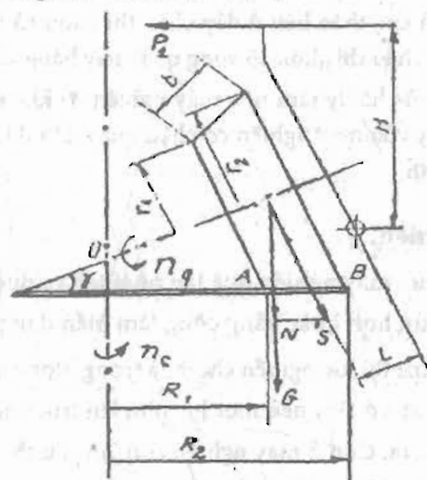
$$P = \frac{\sigma KBd}{2}, \quad N \quad (7.88)$$

Ở máy nghiền đơn giản, lực nghiền là trọng lượng của quả lăn thì đường kính quả lăn trụ được xác định:

$$\frac{\pi D_q^2}{4}.\gamma.B = \frac{\sigma KBd}{2} \quad (7.89)$$

$$D_q = \sqrt{\frac{2Kd\sigma}{\pi\gamma}} \quad (7.90)$$

Trong đó: γ- trọng lượng riêng của vật liệu chế tạo quả lăn, N/m^3.



Hình 7.31. Sơ đồ máy nghiền quả lăn nón

Với quả lăn có kết cấu thêm lò xo nén như ở máy nghiền quả lăn nón (hình 7.31), ngoài trọng lượng (G) của quả lăn còn có lực nén (N) do lực kéo (P_1) của lò xo gây ra. Ta có:

$$N = S.\cos\gamma$$

$$SL = P_1H; \quad S = \frac{P_1H}{L}$$

Do đó: $$N = \frac{P_1 H \cos\gamma}{L} \quad (7.91)$$

Vậy $$G + N = P = \frac{\sigma KBd}{2} \quad (7.92)$$

$$G + \frac{P_1 H \cos\gamma}{L} = \frac{\sigma KDd}{2}$$

Lực kéo cần thiết của lò xo là:

$$P_1 = \left(\frac{\sigma KBd}{2} - G\right)\frac{L}{H}.\frac{1}{\cos\gamma}, \quad N \quad (7.93)$$

Với máy nghiền quả lăn hình cầu thẳng đứng thì lực nghiền là lực ly tâm của con lăn cầu:

$$\frac{mv^2}{R} = \frac{6KBd}{2} \quad (7.94)$$

$$\frac{m}{R}\left(\frac{\pi Rn}{30}\right)^2 = \frac{\sigma KBd}{2}$$

Từ biểu thức trên ta xác định được trọng lượng cần thiết của quả lăn cầu (G_1) và số vòng quay cần thiết (n) của quả lăn cầu:

$$G_1 = \frac{45\sigma KBd\gamma}{Rn^2} \quad N \quad (7.95)$$

$$n = \sqrt{\frac{45\sigma KBd\gamma}{G_1 R}} \quad vg/ph \quad (7.96)$$

Trong đó:

m - khối lượng của quả lăn cầu, kg và $m = \frac{G_1}{\gamma}$;

γ - trọng lượng riêng của vật liệu chế tạo quả lăn, N/m^3;

R - bán kính vòng tròn nghiền do tâm quả lăn vạch ra khi quay, m.

7.2.3.5. Xác định công suất nghiền

Công suất của máy nghiền quả lăn chủ yếu dùng để khắc phục ma sát lăn, ma sát trượt, trở lực ở cơ cấu đảo vật liệu và và các tổn thất truyền động ở các cơ cấu truyền động và các ổ đỡ...

Công suất để khắc phục ma sát lăn giữa các quả lăn và vật liệu trên chậu nghiền được xác định theo công thức:

$$N_1 = \frac{f_1 P.v_0 Z}{R} \quad W \quad (7.97)$$

Thay giá trị vận tốc vòng của trọng tâm quả lăn đối với trục của chậu nghiền:

$$v_0 = \frac{\pi R_0 n_c}{30}, \quad m/s$$

Ta được: $$N_1 = \frac{f_1 P.\pi.R_0.n_c.Z}{30R}, \quad W \quad (7.98)$$

Trong đó:

f_l- hệ số ma sát lăn (f_l = 0,005-0,01);

P- lực nghiền của con lăn, N;

Z- số quả lăn bố trí trong máy nghiền;

N_c- số vòng quay của chậu nghiền (nếu chậu quay) hoặc của trục thẳng đứng làm quay các quả lăn nghiền (nếu chậu đứng yên), vg/ph;

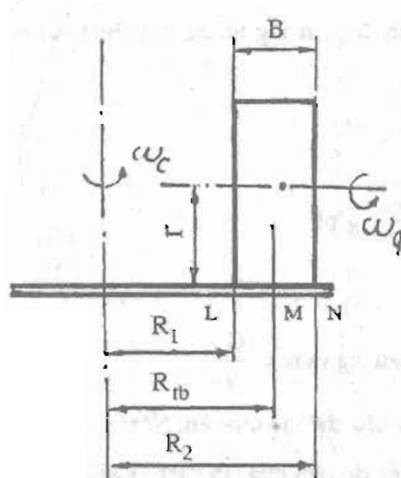
R_0- bán kính vòng tròn do trọng tâm khi quay quanh trục thẳng đứng của chậu nghiền vạch ra, m;

R- bán kính quả lăn, m.

Ở máy nghiền quả lăn trụ, lực ma sát giữa các quả lăn và vật liệu nghiền làm các quả lăn tự quay quanh trục với số vòng quay trong một phút là n_q.

Vận tốc vòng của các điểm L, M, N (trên đường sinh của lăn tiếp xúc với chậu) đối với trục quay của chúng thì không đổi (hình 7.32).

$$v_L^q = v_M^q = v_N^q = \omega_q.r \qquad (7.99)$$



Hình 7.32. Sơ đồ xác định vận tốc trượt của quả lăn trụ

Vận tốc vòng cũng của những điểm L,M,N đó đối với trục quay của chậu thì khác nhau và phụ thuộc vào bán kính quay.

$$v_L^c < v_M^c < v_N^c \rightarrow \omega_c R_1 < \omega_c R_{tb} < \omega_c R_2 \qquad (7.100)$$

Nếu coi vận tốc vòng tại điểm M đối với trục quả lăn cũng bằng vận tốc vòng của điểm ấy đối với trục của chậu nghiền, có nghĩa là tại điểm này, quả lăn chỉ lăn chứ không trượt trên chậu, ta có:

$$v_M^q = \omega_q r = \omega_c R_{tb} = v_M^c \qquad (7.101)$$

Như vậy tại điểm L và N đã xuất hiện vận tốc trượt giữa quả lăn và chậu nghiền:

$$v_t = v_L^q - v_L^c = \omega_q.r - \omega_c.R_1 \qquad (7.102)$$

$$v_t = v_N^c - v_N^q = \omega_c.R_2 - \omega_q.r \qquad (7.103)$$

Thay biểu thức (7.101) vào (7.102) và (7.103) ta được:

$$v_t = (\omega_c R_{tb} - \omega_c R_1) = (\omega_c R_2 - \omega_c R_{tb}) = \frac{\omega_c B}{2}$$

$$v_t = \frac{\pi n_c . B}{60} \quad m/s \tag{7.104}$$

Vận tốc trượt (v_t) này chính là vận tốc trung bình của mọi điểm trên đường sinh của con lăn trụ. Từ đó ta xác định được công suất dùng để khắc phục ma sát trượt

$$N_2 = Z.f.P.v_t$$

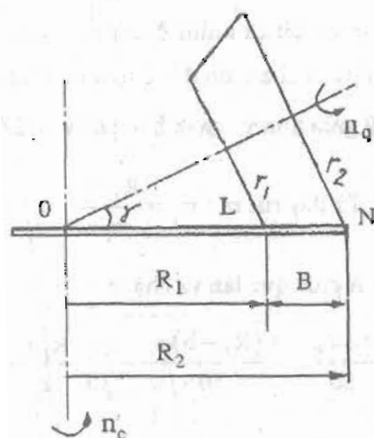
$$N_2 = \frac{\pi.Z.f.P.B.n_c}{60} \quad W \tag{7.105}$$

Có thể lấy hệ số ma sát trượt f = 0,1- 0,2.

Công suất để khắc phục trở lực của tấm đảo liệu bằng (20-50%) tổng hai công suất trên còn hiệu suất truyền động cơ khí η = 0,6-0,8.

Vậy công suất dùng cho máy nghiền quả lăn trụ là:

$$N = (1,2 - 1,5)\frac{N_1 + N_2}{\eta}10^{-3}, \quad kW \tag{7.106}$$



Hình 7.33. Sơ đồ máy nghiền quả lăn nón không xuất hiện vận tốc trượt

Với máy nghiền quả lăn cầu không tốn công suất để khắc phục ma sát trượt.

Riêng với máy nghiền quả lăn nón, tùy theo cấu tạo của các quả lăn nón mà có thể xuất hiện vận tốc trượt hay không.

Trường hợp trục quả lăn nón cắt trục nghiền (hình 7.33) thì không xuất hiện vận tốc trượt giữa nón và chậu, do đó không tốn công suất (N_2) để khắc phục ma sát trượt. Ta có quan hệ hình học:

$$\frac{r_1}{R_1} = \frac{r_2}{R_2} = \sin\gamma$$

Nếu vận tốc vòng của điểm L trên lăn nón (đối với trục quả lăn) đúng bằng vận tốc vòng của điểm L trên chậu nghiền (đối với trục chậu), có nghĩa là không xuất hiện vận tốc trượt.

$$v_L^q = v_L^c \text{ hoặc } \frac{\pi r_1 n_q}{30} = \frac{\pi R_1 n_c}{30} \quad (7.107)$$

$$n_c = \frac{n_q r_1}{R_1} = n_q . \sin\gamma$$

Ta xét vận tốc vòng điểm N đối với trục chậu cũng như đối với trục quả lăn. Nếu có sự trượt của điểm N trên quả lăn so với chậu thì chênh lệch vận tốc tại N khác không, nhưng:

$$v_N^c - v_N^q = \frac{\pi R_2 n_c}{30} - \frac{\pi r_2 . n_q}{30} \quad (7.108)$$

Thay $R_2 = \frac{r_2}{\sin\gamma}$ và $n_c = n_q \sin\gamma$ vào công thức trên ta được:

$$v_N^c - v_N^q = \frac{\pi r_2 . n_q . \sin\gamma}{30 \sin\gamma} - \frac{\pi r_2 . n_q}{30} = 0 \quad (7.109)$$

Biểu thức (7.109) nói lên rằng: tại điểm N không có vận tốc trượt. Điều đó cũng có nghĩa là không có vận tốc trượt giữa quả lăn nón với chậu nghiền nếu trục chậu và trục quả lăn nón giao nhau tại điểm O nằm trên mặt chậu nghiền. Với máy nghiền có kết cấu như trên sẽ không tốn công suất (N_2) để khắc phục ma sát trượt.

Đối với máy nghiền quả lăn nón có kết cấu như ở hình 7.31 điểm giao nhau O của trục chậu và trục quả lăn không nằm trùng lên mặt phẳng của chậu, do đó sẽ suất hiện vận tốc trượt giữa quả lăn nón và chậu.

Nếu coi vận tốc vòng tại điểm B giữa nón và chậu bằng nhau (không có vận tốc trượt) thì ta có:

$$\frac{\pi R_2 . n_c}{30} = \frac{\pi r_2 n_q}{30} \text{ Từ đây rút ra } n_q = \frac{R_2 . n_c}{r_2} \quad (7.110)$$

Vận tốc trượt lớn nhất tại điểm A giữa quả lăn và chậu:

$$V_t^{Max} = \frac{\pi R_1 n_c}{30} - \frac{\pi r_1 . n_q}{30} = \frac{\pi(R_2 - b) n_c}{30} - \frac{\pi r_1}{30} . \frac{R_2 . n_c}{r_2}$$

$$V_t^{Max} = \frac{\pi R_2 n_c}{30}\left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) - \frac{\pi b n_c}{30} \quad (7.111)$$

Vận tốc trượt trung bình của mọi điểm trên đường sinh của con lăn được lấy bằng $\frac{1}{2} V_t^{Max}$, do đó:

$$V_t = \frac{V_t^{Max}}{2} = \frac{\pi R_2 n_c}{60}\left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) - \frac{\pi b n_c}{60} \quad (7.112)$$

Vậy công suất (N_2) để khắc phục ma sát trượt quả lăn nón có kết cấu như ở hình 7.31 là:

$$N_2 = ZfP\left[\frac{\pi R_2 n_c}{60}\left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) - \frac{\pi b n_c}{60}\right], \quad W \quad (7.113)$$

Trong đó: b- chiều dài đường sinh quả lăn nón, m.

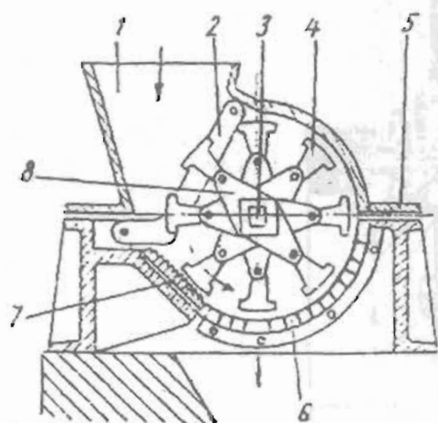
7.2.4. Máy nghiền búa

Quá trình nghiền nhỏ vật liệu trong máy nghiền búa là do sự va đập của các búa vào vật liệu, sự chà xát của vật liệu với búa và với thành trong của vỏ máy. Các hạt vật liệu nhỏ lọt qua tấm lưới phân loại được hút ra khỏi máy, còn các hạt vật liệu to chưa lọt qua lưới lại được búa tiếp tục nghiền nhỏ. Để nghiền được, động năng của búa khí quay phải lớn hơn công làm biến dạng để phá vỡ vật liệu cỡ to cần có trọng lượng búa lớn, còn khi nghiền vật liệu nhỏ cần búa nhẹ hơn.

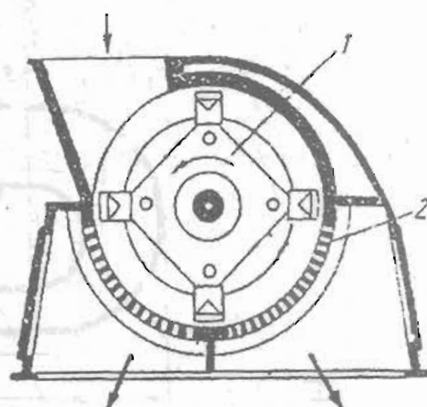
Các máy nghiền có số búa ít, trọng lượng mỗi búa G = 200- 700N, rôto quay chậm với vận tốc vòng khoảng 15- 25m/s thì thường dùng để nghiền thô và vừa để được hạt sản phẩm có kích thước d > 20mm. Các máy nghiền búa có trọng lượng mỗi búa G = 30 - 50N, vận tốc vòng khoảng 25 - 60m/s. Dùng nghiền nhỏ để được sản phẩm kích thước d≈ 1-5mm với máy nghiền có nhiều búa, trọng lượng mỗi búa G = 5 -10N và vận tốc vòng rất lớn tới 100m/s dùng để nghiền mịn hạt sản phẩm đạt kích thước d = 10- 100μm.

Tuỳ theo kích cỡ vật liệu đem nghiền, cỡ sản phẩm yêu cầu và căn cứ vào độ cứng của vật liệu, vào yêu cầu tháo và vận chuyển sản phẩm... để chọn loại máy nghiền thích hợp sao cho đạt năng suất cao mà chi phí năng lượng lại ít. Do đó nhiều loại máy nghiền có kết cấu khác nhau từ loại nghiền thô và trung bình được mô tả ở hình 7.34 và 7.35. Ở máy nghiền búa có má nghiền phụ (hình 7.34) có lắp thêm một má nghiền 7 trên thành trong của vỏ máy làm tăng khả năng phá vỡ vật liệu dưới tác dụng va đập của búa và tác dụng chà xát của má nghiền. Má nghiền phụ được đặt ngay dưới ghi 2 ở vị trí cửa nạp liệu 1. Ghi 2 có nhiệm vụ phân phối liệu đều theo chiều rộng của máy, hạn chế bớt khả năng văng liệu lên khi búa đập. Trên trục quay 3 có lắp các đĩa treo búa 8 cách đều và lệch đều một góc. Trên mỗi đĩa 8 có treo hai búa 4, các hàng búa này đập trên các mặt phẳng qua các khe ghi 2 theo suốt bề rộng máy. Vật liệu sau khi được nghiền đủ nhỏ sẽ lọt qua lưới 6 ra khỏi máy, còn các cục to chưa lọt được sẽ bị đập tiếp cho tới khi đủ nhỏ chui qua lưới 6 mới thôi. Nắp máy búa 5 tháo mở được để thay lưới hoặc thay búa.

+ Mỗi kiểu máy nghiền khác cùng loại (hình 7.35) cũng nạp liệu tiếp tuyến theo chiều quay của búa, nhưng lưới sang 2 thay đổi được vừa dùng nghiền thô (lỗ lưới sàng to) vừa dùng để nghiền trung bình khi đã thay đổi lưới sàng có cỡ lỗ nhỏ. Đĩa treo búa 1 có bốn chốt treo búa và các búa nghiền được treo gần nhau suốt chiều rộng của máy nghiền. Số vòng quay của rôto trong khoảng 400-1000vg/ph, vận tốc vòng của rôto đạt tới 40m/s và mức độ nghiền bằng 10 -15.

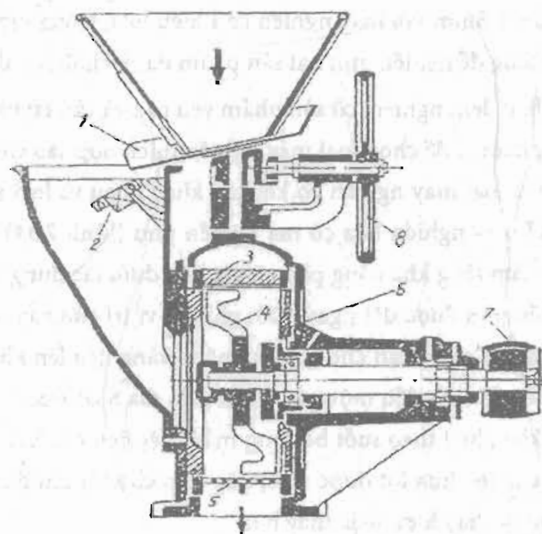


Hình 7.34. Máy nghiền búa nghiền thô và trung bình
1. phễu nạp liệu; 2, ghi; 3. trục; 4. búa; 5. nắp máy; 6. lưới sàng; 7. má nghiền phụ; 8. đĩa treo búa.



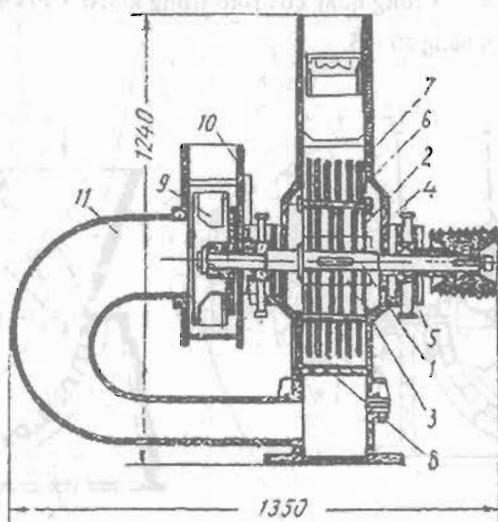
Hình 7.35. Máy nghiền búa nghiền thô và trung bình có lưới thay đổi được
1.đĩa treo búa; 2. lưới sàng

Máy nghiền mịn loại búa đúc nạp liệu chiều trục được giới thiệu ở hình 7.36. Vật liệu đem nghiền được đổ qua phễu 1 có tay quay 8 để điều chỉnh việc nạp liệu theo năng suất thích hợp. Vật liệu đem nghiền được chảy thành lớp qua nam châm 2 để tách vụn sắt trước khi chảy vào trong khoang nghiền. Búa nghiền 4 được đúc thành dạng 6 hoặc 8 cánh, trên hai đầu cánh đối xứng được uốn cong về hai vách trong của khoang nghiền để vừa thực hiện quá trình đập của đầu cánh vừa thực hiện quá trình chà xát vật liệu nằm giữa đầu cánh với vách 6 trong khoang nghiền. Các vách này được tạo gân để tăng hiệu quả chà xát. Trong khoang nghiền còn lắp thêm tấm đập 3 và lưới tháo sản phẩm 5. Trục lắp búa nghiền được truyền chuyển động quay từ môtơ qua puly 7. Kích thước vật liệu đem nghiền tới 40mm và bột nghiền đạt 0,25mm. Trục lắp búa quay 1800-2700 vg/ph cần công suất 10kW. Máy nghiền loại búa đúc này thích hợp để nghiền hạt, các loại củ, rễ, các loại xương và các hoá chất.



Hình 7.36. Máy nghiền mịn loại búa đúc nạp liệu chiều trục

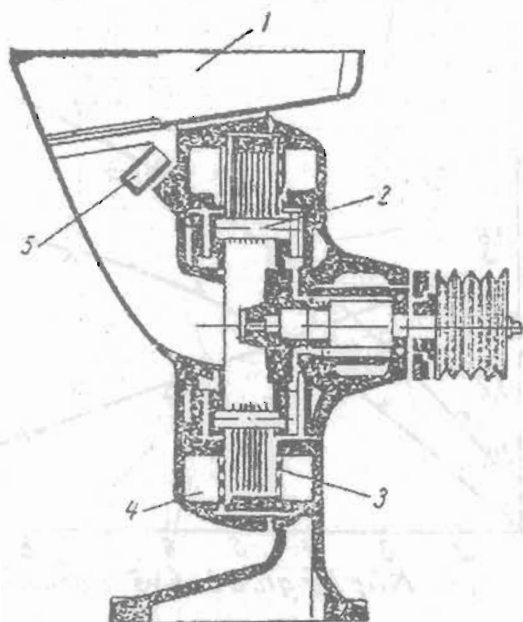
1. phễu nạp liệu; 2. nam châm; 3. tấm đập; 4.búa nghiền;
5. lưới tháo sản phẩm; 6. vách nghiền; 7. puly; 8. tay quay



Hình 7.37. Máy nghiền búa chữ nhật có lưới sàng lắp phía đầu búa.

1. trục máy; 2. đĩa treo búa; 3. vòng đệm; 4. vỏ máy; 5. ổ đỡ trục;
6. chốt treo búa; 7. búa chữ nhật; 8. lưới sàng; 9. quạt; 10. ống đẩy; 11. ống hút

Máy nghiền búa chữ nhật có quạt tháo sản phẩm là loại dùng phổ biến trong ngành lương thực và ngành chế biến thức ăn gia súc. Máy nghiền búa chữ nhật có lưới sàng lắp phía đầu búa (hình 7.37) như ở máy nghiền búa DKU, DKU-M, DMM. Trên trục chính 1 của máy, ngoài các đĩa treo búa 2 dùng để lắp các chốt treo búa 6 và các búa chữ nhật 7 đặt trong khoang nghiền còn lắp quạt 9 trên đầu trục nằm ngoài khoang nghiền để vận chuyển bột nghiền.



Hình 7.38. Máy nghiền búa chữ nhật có lưới sàng lắp hai bên búa

1-.phễu nạp liệu; 2. chốt treo búa; 3. lưới sàng; 4. khoang dẫn bột;5. nam châm

Sau khi bột được nghiền nhỏ được quạt 9 hút sang lưới sàng 8 vào ống hút 11 rồi tiếp tục được thổi qua ống 10 vào cyclon tách sản phẩm, loại máy nghiền búa có lưới sàng lắp hai bên búa được mô tả hình 7.38. Dưới phễu nạp liệu 1 của máy cũng có nam châm tách vụn sắt 5 như ở đa số máy khác. Trên đĩa treo búa có thể lắp bốn, sáu hoặc tám chốt treo búa 2 để treo các búa chữ nhật có một hoặc hai lỗ treo búa. Lưới sàng 3 dùng để lấy bột nghiền ở máy này là hai tấm tròn khoan lỗ đặt hai bên các hàng búa đập tạo thành khoang nghiền, đồng thời tạo ra sức thổi đủ lớn để đẩy bột nghiền nhỏ chui qua lưới 3 vào hai khoang rỗng 4 trong vỏ máy. Hai khoang rỗng này được đúc theo hình vỏ quạt để đẩy luồng gió mang bột ra theo đường tiếp tuyến với khoang. Máy có đường kính khoang nghiền từ 400-800mm, vận tốc quay của rôto từ 400-2200 vg/ph, cỡ lỗ lưới 0,5-1mm, năng suất đạt khoảng 50-3000kg/h và công suất cần dung là 10-30 kW.

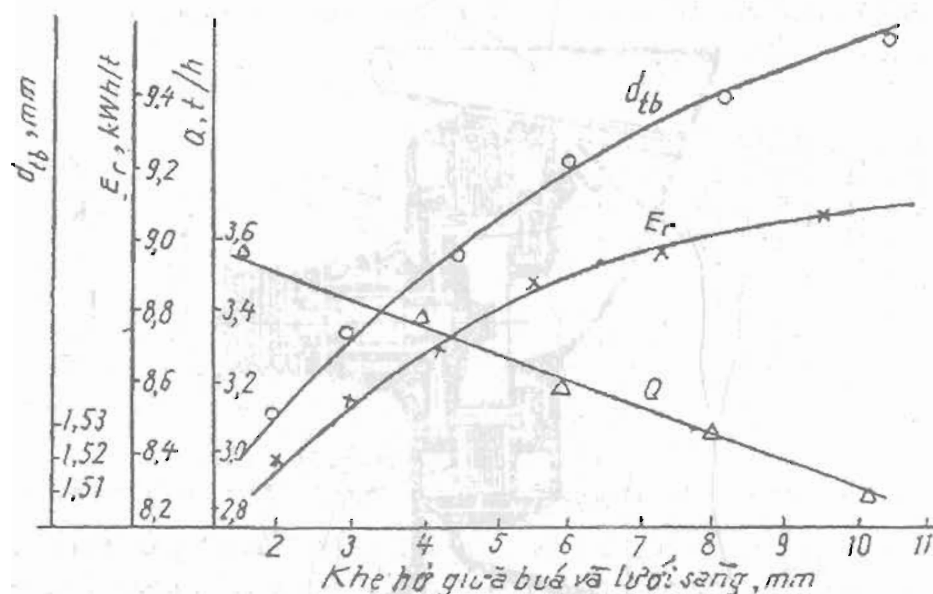
7.2.4.1. Đặc điểm kết cấu của máy nghiền búa

Hiệu quả nghiền của máy nghiền búa đạt được chủ yếu do động năng của các búa quay với vận tốc lớn tạo ra lực chà xát vật liệu vào thành máy và lưới sàng. Máy nghiền búa dùng thích hợp với vật liệu khô, giòn, dễ vỡ, ít quánh dính như các loại hạt khô, xương, muối, đường và các khoáng sản. Tuỳ theo dạng vật liệu, kích thước và tính chất vật lý... mà sử dụng máy nghiền búa với dạng búa thích hợp để đạt hiệu quả nghiền búa với nhiều loại vật liệu khác nhau, và người ta đã rút ra một số kết luận:

- Khe hở giữa đầu búa khi quay và lưới sàng càng hẹp thì cỡ bột sản phẩm (d_{tb}) càng nhỏ. Khoảng cách khe hở này phụ thuộc vào yêu cầu về mức độ nghiền của mỗi loại máy, vào trình độ kĩ thuật khi chế tạo máy và lưới sàng.

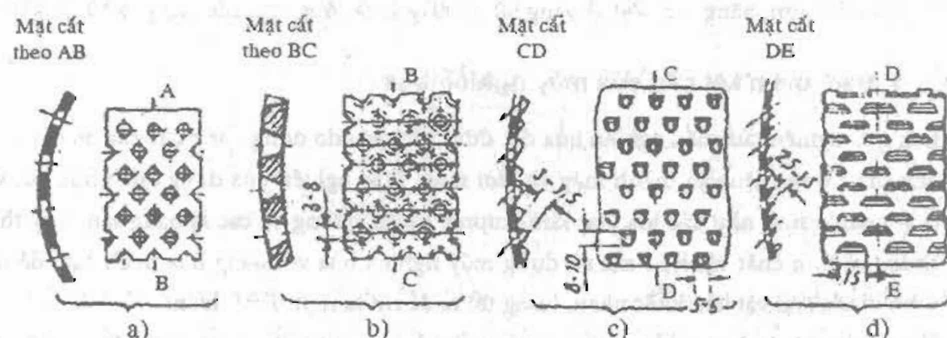
- Năng lượng tiêu hao riêng đối với 1t sản phẩm (Er, kWh/t)sẽ tăng khi khe hở giữa đầu búa và lưới sàng càng lớn.

- Năng suất của máy (Q, t/h) giảm đi khi khe hở trên tăng vì khả năng chà xát vật liệu kém đi. Đặc điểm trên được thể hiện bằng đồ thị ở hình 7.39



Hình 7.39. Đồ thị quan hệ giữa kích thước trung bình của bột (d_{tb}), năng lượng tiêu hao riêng (Er), năng suất của máy (Q) với khe hở giữa búa và lưới sàng

Lưới sàng của máy nghiền búa thường được làm bằng thép tấm dày 1,5-2mm được dập thành lưới sàng dạng lỗ tròn hoặc dạng rãnh, có kích thước lỗ và rãnh phù hợp với mức độ nghiền yêu cầu và loại máy nghiền. Việc chọn lưới sàng dạng lỗ tròn hoặc rãnh cần qua thực nghiệm, tuỳ thuộc vào loại vật liệu đem nghiền, vì có loại vật liệu dùng lưới sàng loại lỗ tròn cho năng suất cao hơn hoặc ngược lại. Đa số lưới sàng có mặt nhẵn, lỗ hình tròn (hình 7.40a) hoặc 1 côn (hình 7.40b). Để nâng cao hiệu quả nghiền nhỏ người ta đã chế tạo loại lưới sàng dập lỗ nửa elíp hoặc rãnh chữ nhật nhưng mép lỗ và rãnh có gờ sắc tạo nên mặt sàng nhám (hình 7.40c và d). Nhưng loại sàng này chóng bị mòn gờ nhám nên chỉ dùng với các loại vật liệu cần thiết.

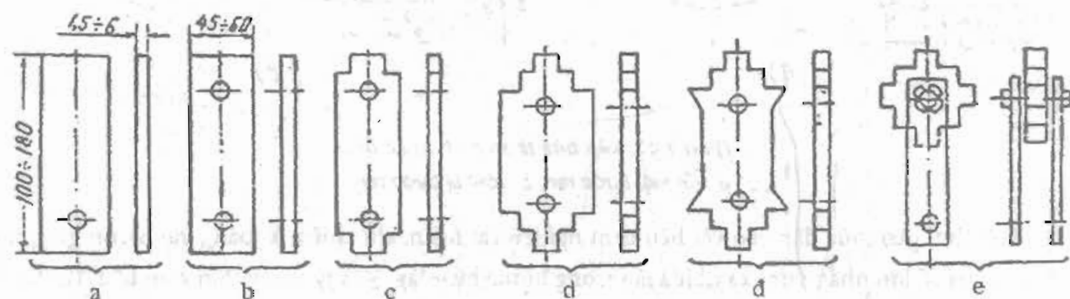


Hình 7.40. Các dạng lưới sàng

a) sàng lỗ tròn nhẵn; b) sàng lỗ côn; c) sàng lỗ elip nhám; d) sàng lỗ chữ nhật nhám

Vì lưới sàng chịu ma sát lớn, mòn nhanh cần phải thay khi bị rách do vậy cần được lắp và tháo dễ dàng.

Búa nghiền gồm nhiều kiểu có hình dáng khác nhau (hình 7.41). Với các máy nghiền nhỏ và mịn thì búa thường được dập từ thép tấm có chất lượng cao, độ cứng lớn, chịu mài mòn thành các bản hình chữ nhật với một hoặc hai lỗ treo búa thì có hai góc làm việc, khi góc này mòn thì đổi góc kia. Búa hình chữ nhật hai lỗ treo búa (Hình 7.41b,c,d, đ) có bốn góc làm việc, khi hai góc của một đầu búa bị mòn thì đổi đầu theo búa để sử dụng nốt hai góc của đầu búa kia.



Hình 7.41. Các kiểu búa nghiền

a) búa chữ nhật một lỗ treo búa; b) búa chữ nhật hai lỗ treo búa; c,d, đ) búa tạo bậc; e) búa đầu đập xoay

Ở các máy nghiền thộ thường dùng búa có trọng lượng lớn. Trường hợp này búa thường được đúc, tạo nên các đầu đập có góc cạnh để tăng hiệu quả phá vỡ các cục vật liệu to. Với búa có đầu đập xoay (hình 7.41e) thì khi đầu búa bị mòn phải thay đầu búa mới.

Cách xếp búa trên chốt treo và trên rôto phải đảm bảo các búa quét đều khắp không gian buồng nghiền, đồng thời phải đảm bảo điều kiện cân bằng động của rôto. Số búa trên mỗi chốt treo thường xoắn ốc với số bước ren là k (hình 7.42). Ứng với số vòng quay của rôto là n (vg/ph) thì số lần va đập của các búa vào một điểm trong 1s sẽ là:

$$z = \frac{kn}{60}, \quad \text{lần/s}$$

Nếu các búa không xếp theo đường xoắn ốc mà xếp đều thành hàng búa trên k' chốt treo búa thì số lần va đập trong 1s vào một điểm sẽ là:

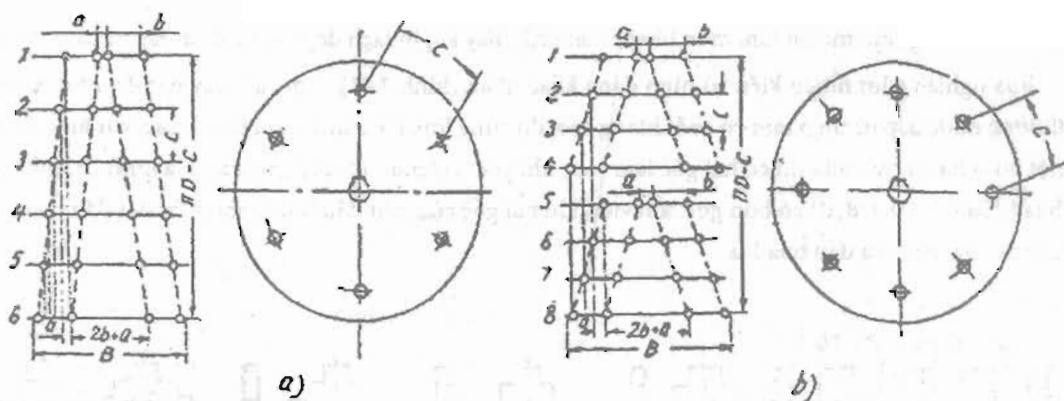
$$Z' = \frac{k'n}{60} \quad \text{lần/s}$$

Thí dụ với máy nghiền DKU 1,2 với k =1; n = 1410 vg/ph có:

$$Z = \frac{1.1410}{60} = 24 \quad \text{lần/s}$$

Ở máy DMM 0,3 với k = 3; n = 3000vg/ph thì $Z = \frac{3.3000}{60} = 150$ lần/s

Việc chế tạo búa và xác định vị trí lỗ treo búa có ảnh hưởng lớn đến sự cân bằng xoáy và điều kiện làm việc của trục rôto. Khi búa tác dụng một lực đập lên sản phẩm thì ngược lại nó cũng chịu một phản lực có cùng cường độ. Nếu búa có cấu tạo không đúng thì phản lực này sẽ truyền qua chốt treo búa vào đĩa treo búa, trục rôto và ổ đỡ ... gây ra sự phá hỏng rất nhanh các bộ phận, chi tiết máy.

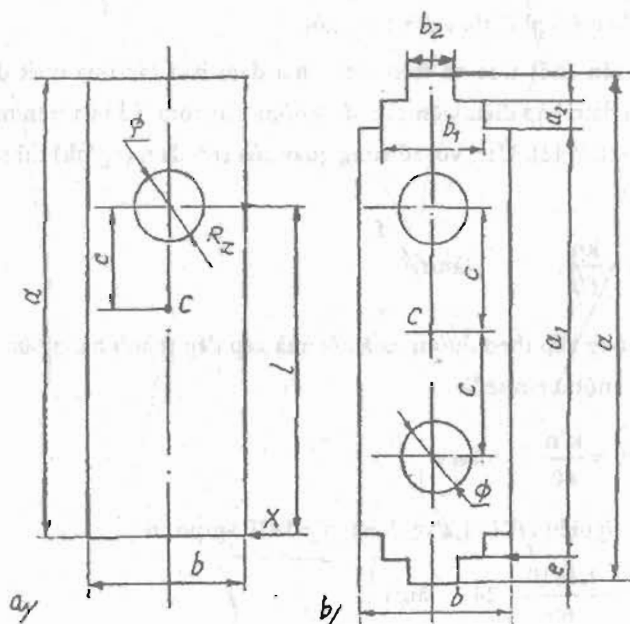


Hình 7.42. Xếp búa theo hình xoắn ốc

a. với một bước ren; b. với hai bước ren

Ta biết thời gian búa đập vào vật liệu đem nghiền rất ngắn, chỉ chiếm khoảng vài nghìn giây, nhưng áp lực đập đạt trị số lớn nhất, vượt xa nhiều lần trọng lượng búa đập. Vì vậy trong thời gian búa đập ta có thể bỏ qua các lực phụ tác dụng lên búa như trọng lượng búa, lực ma sát tác dụng vào chốt treo búa.

Xét trạng thái cân bằng của búa đang chuyển động với gia tốc tương đối $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)$ đập vào vật liệu với lực đập X, chịu phản lực tại chỗ treo búa (Rx) và được biểu diễn ở hình 7.43.



Hình 7.43. Lực va đập tác dụng lên búa nghiền

a) một lỗ treo; b) hai lỗ treo

Phương trình cân bằng về lực:

$$m\frac{d\omega}{dt}.c = X - R_x \qquad (7.114)$$

Trong đó: m - khối lượng một búa;

c - khoảng cách từ trọng tâm búa tới đường trục của lỗ treo búa.

Phương trình cân bằng về mômen động năng:

$$I_x.\frac{d\omega}{dt} = Xl \tag{7.115}$$

Trong đó: I_x – mômen quán tính của búa đối với trục treo búa;

l khoảng cách từ điể tác dụng của lực đập búa tới trục treo búa.

Từ hai phương trình trên ta có thể tính được phản lực Rx:

$$X = \frac{I_x}{l}.\frac{d\omega}{dt}$$

$$R_x = X - m.\frac{d\omega}{dt}.c = \frac{I_x}{l}.\frac{d\omega}{dt} - mc.\frac{d\omega}{dt},$$

$$R_x = \frac{d\omega}{dt}\left(\frac{I_x}{l} - mc\right) \tag{7.116}$$

Biểu thức (7.116) cho biết phản lực tác dụng vào lỗ treo búa (Rx) phụ thuộc vào nhiều yếu tố, nhưng nếu ta kết cấu búa thoả mãn điều kiện:

$$l = \frac{I_x}{mc} \tag{7.117}$$

Thì phản lực trên trục búa sẽ bằng không và không phụ thuộc vào lực đập (X) cũng như gia tốc tương đối của búa $\left(\frac{d\omega}{dt}\right)$.

Mômen quán tính của búa đối với trục treo búa được tính:

$$I_x = m\rho^2 \tag{7.118}$$

Trong đó: ρ- bán kính quán tính của búa đối với trục treo búa.

Thay biểu thức (7.118) vào (7.117) ta được:

$$\rho^2 = c.l \tag{7.119}$$

Như vậy để loại bỏ phản lực tác dụng lên chốt treo búa, cũng như tác dụng lên trục rôto, ổ đỡ... ta cần kết cấu búa thoả mãn điều kiện ở biểu thức (7.119).

Với búa hình chữ nhật có một lỗ treo búa (hình 7.43a) ta coi như búa không có lỗ treo và xác định bán kính quán tính của búa không đổi với trọng tâm c của búa là ρc được xác định:

$$\rho_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12} \tag{7.120}$$

Trong đó: a,b- chiều dài và chiều rộng của búa hình chữ nhật. Quan hệ giữa ρ và ρc được xác định:

$$\rho^2 = \rho_c^2 + c^2 \tag{7.121}$$

Nếu điểm va chạm của búa với vật liệu nghiền ở đầu búa, thì:

$$l = c + \frac{a}{2} \tag{7.122}$$

Thay các biểu thức (7.122), (7.121) và (7.120) vào biểu thức (7.119) ta được:

$$\rho_c^2 + c^2 = c\left(c + \frac{a}{2}\right)$$

$$\frac{a^2 + b^2}{12} + c^2 = c\left(c + \frac{a}{2}\right)$$

Từ đây ta có thể xác định được khoảng cách (c) từ trọng tâm của búa tới trục treo búa theo các kích thước biên:

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6a} \tag{7.123}$$

Có trị số c tìm được từ biểu thức (7.123)ta dễ dàng tính được bán kính quán tính của búa đối với trọng tâm c của nó.

Từ (7.121) ta có:

$$\rho_c^2 = \rho^2 - c^2$$

$$\rho_c^2 = cl - c^2 = c(l - c)$$

Thay *l* ở (7.122) vào ta được:

$$\rho_c^2 = c\left(c + \frac{a}{2} - c\right)$$

$$\rho_c^2 = \frac{ac}{2} \tag{7.124}$$

Nếu thay c ở biểu thức (7.123) vào (7.124) ta lại có kết quả tìm được ở biểu thức (7.120).

Đối với búa chữ nhật có một lỗ treo, để máy nghiền không bị phản lực tác dụng và để kéo dài tuổi thọ của máy cần phải thiết kế búa nghiền thoả mãn với biểu thức (7.123), nghĩa là khoảng cách từ trọng tâm búa tới lỗ treo búa phải bằng tổng bình phương mỗi cạnh của búa chia cho 6 lần cạnh dài của búa.

Đối với búa nghiền chữ nhật có hai lỗ treo búa (hình 7.43b) thì khoảng cách (c) từ trọng tâm búa tới tâm của một lỗ treo búa được xác định bằng biểu thức dưới đây:

$$c^2 + \left(\frac{a^2 b}{\pi d^2} - \frac{a}{2}\right)c - \frac{ab\left(a^2 + b^2\right)}{6\pi d^2} + \frac{d^2}{8} = 0 \tag{7.125}$$

Nếu búa có kết cấu thoả mãn với biểu thức (7.125) sẽ tránh được phản lực tác dụng lên các bộ phận của máy nghiền búa.

Đối với máy nghiền búa cấp liệu nhiều trục, qua theo dõi thực tế người ta thấy vị trí lực đập không tại đầu mép búa ở cách mép một đoạn e (hình 7-43b). Vì vậy khoảng cách *l* từ vị trí treo búa tới đường tác dụng của lực đập được xác định:

$$l = c + \frac{a}{5} - e \tag{7.126}$$

Bán kính quán tính của búa đối với trọng tâm búa sẽ là:

$$\rho_c^2 = c\left(\frac{a}{2} - e\right) \tag{7.127}$$

Qua thực tế có thể lấy e = 7,5- 10mm. Ta sẽ đưa giá trị e vào phương trình để tính c với giá trị dưới và cả giá trị trên rồi lấy giá trị trung bình của c.

7.2.4.2. Xác định vận tốc vòng của búa

Búa nghiền cần được quay với tốc độ vòng tương đối lớn để có động năng khá lớn chuyển thành công đập vỡ vật liệu trong thời gian búa chạm vô cùng ngắn vào vật liệu. Dựa vào định luật cân bằng về năng lượng ta có biểu thức:

$$m.(v_2 - v_1) = p.\tau$$

Trong đó: m- khối lượng của vật liệu đem nghiền, kg;

v_1- vận tốc của hạt khi tiếp xúc với búa nghiền, m/s;

v_2- vận tốc của hạt sau khi bị búa đập, m/s;

p- lực đập trung bình tức thời, N;

τ- thời gian va đập, s.

Nếu chấp nhận $v_1 = 0$ (vì thực tế hạt nạp vào máy nghiền búa với vận tốc v_1 xác định nhưng nhỏ không đáng kể) thì v_2 của hạt sau khi va đập cũng phải bằng vận tốc của búa cần có để đập vỡ được hạt. Vận tốc vòng nhỏ nhất của búa nghiền được xác định:

$$m.v_{Min} = p.\tau$$

$$v_{Min} = \frac{p\tau}{m} \quad m/s \qquad (7.128)$$

Để nghiền hạt lúa mạch có $m = 3.10^{-5}$ kg, thời gian đập khoảng:

$$\tau = 1.10^{-5}\ s$$

Và lực đập trung bình để phá vỡ hạt P = 120N thì vận tốc vòng nhỏ nhất mà búa phải đạt được là:

$$V_{Min} = \frac{120.1.10^{-5}}{3.10^{-5}} = 40\ m/s$$

7.2.4.3. Xác định năng suất và công suất của máy nghiền búa

Năng suất:

Năng suất của máy nghiền được xác định theo công thức thực nghiệm:

$$Q = \frac{3,6K_1.\rho.D^2.L.n}{60} \quad t/h \qquad (7.129)$$

Trong đó:

K_1- hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào hình dạng và kích thước lỗ sàng. Đối với mặt sàng có lỗ nhỏ hơn 3mm, $K_1 = (1,3\div1,7)\ 10^{-4}$; Với sàng có lỗ 3-10mm thì $K_1 = (\ 2,2 \div 5,25)10^{-4}$; Giá trị K_1 lớn dùng cho lỗ sàng có kích thước lớn;

ρ- khối lượng riêng của sản phẩm, kg/m³;

D- đường kính rôto, m;

L- chiều dài rôto, m;

n- số vòng quay của rôto, vg/ph.

Công suất:

Tác dụng nghiền trong máy nghiền búa là do sự biến đổi động năng của búa thành công đập vỡ vật liệu. Động năng của búa được tính:

$$A_1 = \frac{i.m.v^2}{2}, \quad Nm \tag{7.130}$$

Trong đó: i- số búa treo trên rôto;

m- khối lượng của búa, kg;

v- vận tốc vòng của búa, m/s.

Công nghiền thực chất chỉ chiếm một phần trong toàn bộ công tiêu hao khi chạy máy, có nghĩa là chỉ có một phần động năng chuyển thành công nghiền và được xác định:

$$A = kA_1 = \frac{k.i.m.v^2}{2}, \quad Nm \tag{7.131}$$

Ở đây k là hệ số phụ thuộc vào vận tốc của búa nghiền. Khi v càng lớn thì k càng nhỏ (xem bảng dưới).

V,m/s	17	23	30	40
K	0,285	0,130	0,039	0,020

Công suất của máy nghiền búa được xác định theo công thức :

$$N = \frac{A}{\tau} = \frac{An}{60} = \frac{k.i.m.v^2n}{120}, \quad W \tag{7.132}$$

Cũng có thể xác định số búa (i) nếu đã xác định được công suất:

$$i = \frac{120N}{k.m.v^2n} \tag{7.133}$$

Trong đó: n- số vòng quay của rôto trong một phút.

7.2.4.4. Đặc tính kĩ thuật của một số máy nghiền búa

Các loại máy nghiền búa hiện nay rất đa dạng nhưng nói chung có thể phân loại chúng theo nhiệm vụ, cấu tạo.

* Theo nhiệm vụ có thể phân chúng thành ba loại:

- Máy để nghiền các loại hạt.
- Máy để nghiền các loại thức ăn xơ như ngô bắp, cỏ khô, lá khô thành bột.
- Máy nghiền vạn năng, có thể nghiền được các thức ăn kể trên.

* Theo cấu tạo máy nghiền búa có thể chia ra làm hai nhóm:

- Máy nghiền búa có quạt gió.
- Máy nghiền búa không có quạt gió.

Bảng 7.7 cho chúng ta biết một số đặc tính kĩ thuật của một số máy nghiền búa.

Bảng 7.7. Đặc tính kĩ thuật của một số máy nghiền búa Liên Bang Nga và Việt Nam

Các chỉ số	ДММ-03	ДКY-1,2	ДМ-1	БДМ	ДМ-440Y	ДД0	NĐ-500	NĐQ-0,2	NB-70
Năng suất, t/h	0,2-0,75	0,25-1,2	2	0,4	1,75	1,0	0,5-0,7	0,200	
Kích thước buồng nghiền,mm: Đường kính Chiều rộng	 300 185	 740 180	 500 355	 300 190	 450 380	 560 250	 560 250	 470 175	
Số vòng quay của búa, m/s	3000	1450	2940	2900	2930		2800	3200	3000
Vận tốc vòng của búa, m/s	47	56	77	54	69	76	75,5	77	72
Số búa	72	76	264	180	192	128	30	40	24
Bề dày của búa, mm	5	2	2	2	1,5-2	2 và 8	-	3-4	4-10
Số dao	-	2	-	-	-	-	-	-	-
Kích thước lỗ sàng, mm	ϕ 3;6;10	ϕ 3;6;8	ϕ 2;3;6; 2÷2,5 x14÷15	ϕ 1-5	ϕ 2-5	ϕ 2,5;4;6;10 2÷2,5 x14÷15		ϕ 2 1,0x12	ϕ 2 1,0x12
Công suất cần thiết của rôto, kW	7-8	10	20,4	7,5	14	10	10	7	14
Công suất động cơ của bộ phận cấp liệu, kW	-	-	0,4	-	-	0,6	-	-	-
Kích thước máy, mm: Dài Rộng Cao	 1100 1000 1100	 2690 1100 2850	 1825 1060 1200	 1070 492 741	 700 690 640	 1290 1000 1170	 1000 700 950	 820 900 1120	
Khối lượng, kg	340	750	1000	243	223	870	145	187	250
Loại nguyên liệu đem chế biến	Hạt, bánh khô dầu, ngô bắp, cỏ	Hạt, bánh khô dầu, ngô bắp, cỏ, rơm	Hạt	Hạt	Hạt	Hạt, bánh khô dầu và các loại thức ăn gia súc	Hạt	Các loại dây xơ khô	Các loại hạt và dây xơ khô

7.2.5. Máy nghiền răng

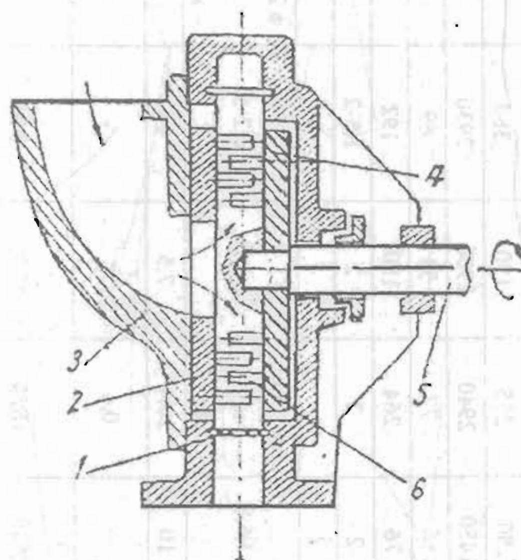
7.2.5.1. Cấu tạo và phân loại

Quá trình nghiền trong máy nghiền răng cũng là do tác dụng va đập của các răng với vật liệu đem nghiền như ở máy nghiền búa. Do đó máy này được xếp cùng loại với máy nghiền búa, dùng để nghiền mịn hoặc rất mịn nhưng ở máy nghiền răng không có lưới sàng. Máy nghiền răng được dùng trong cả ngành chế biến thức ăn gia súc (nghiền xương, vỏ sò, muối khoáng...), trong các ngành hóa chất và luyện kim. Trong sản xuất thường dùng hai loại máy nghiền răng:

1.Loại có một rôto quay.

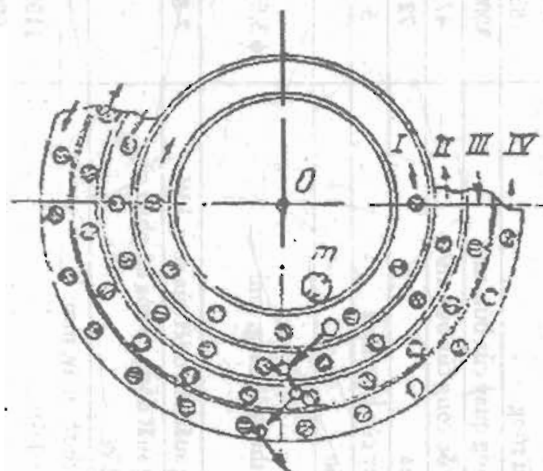
2. Loại có hai rôto quay.

Ở cả hai loại này gồm cấu tạo loại có lưới sàng và không có lưới sàng.



Hình 7.44. Máy nghiền răng loại một rôto và có lưới sàng

1. lưới sàng; 2. đĩa răng cố định; 3. vỏ máy; 4. rô to; 5. trục quay; 6. răng nghiền



Hình 7.45. Quá trình đập vật liệu trong máy nghiền

Máy nghiền răng loại một rôto quay và có lưới sàng được giới thiệu ở hình 7.44. Trên trục quay 5 của máy lắp rôto 4 mà trên rôto này có lắp các dãy răng nghiền 6 thành các vòng tròn đồng tâm. Các răng này càng xa tâm quay thì bước răng càng giảm. Đối diện với rôto 4 là đĩa răng cố định 2 lắp với vỏ máy 3. Trên đĩa răng cố định cũng lắp các răng thành vòng tròn đồng tâm có bước không đổi. Các vòng răng trên đĩa cố định nằm xen giữa các vòng răng trên rôto quay 4. Số răng và số vòng quay thay đổi tùy theo từng loại máy với các yêu cầu công nghệ cụ thể khác nhau. Vật liệu đem nghiền nạp vào qua miệng nạp liệu theo nhiều trục, khi rơi vào vòng răng thứ nhất được đập sang vòng răng thứ hai của đĩa đối diện, rồi lại bị văng tiếp sang vòng răng thứ ba ... Qua các lần bị va đập vật liệu văng dần từ trong ra ngoài ra được đập nhỏ tới khi lọt qua được lưới sàng một để sang bộ phận phân loại thu hồi bột thành phẩm.

Quá trình vật liệu đem nghiền bị đập nhỏ dần được giới thiệu ở hình 7.45.

Với máy nghiền răng không có lưới sàng thì trong vỏ máy đã tạo trước rãnh hình xoắn dạng vỏ quạt ly tâm để dùng quạt hút bột đạt quy cách ra khỏi máy nghiền.

Với máy nghiền răng có hai rôto quay thì thường hai rô to quay ngược chiều nhau nhờ được truyền chuyển động quay từ hai trục đối lập. Các vòng răng của hai rôto lần lượt xen vào nhau tạo thành các lồng quay đồng tâm. Năng suất của máy nghiền răng hai rôto cao hơn máy có một rôto, nó phụ thuộc vào loại vật liệu đem nghiền, loại răng, số răng, cỡ hạt sản phẩm yêu cầu ... và cũng tốn công suất hơn.

Vật liệu làm răng nghiền thường là thép đồng hoặc đun ra. Răng có dạng tròn hoặc dạng vuông cạnh, có độ cứng cao để không bị gãy khi va đập. Răng được lắp vào đĩa cố định, vào rôto và và khi mòn được tháo ra thay thế. Cũng có loại máy mà các vòng răng được hàn chặt vào đĩa cố định hoặc rôto, khi mòn răng thì phải thay cả đĩa, và răng cùng một lúc.

7.2.5.2. Tính toán máy nghiền răng

Các máy nghiền răng có vận tốc quay của rôto càng lớn và số dãy răng nghiền trên đĩa càng nhiều thì đạt mức độ nghiền càng cao.

Nếu gọi i_1 là mức độ nghiền sau mỗi lần va đập (i_1 thường lấy bằng 2-3) thì sau mỗi lần va đập kích thước của cục vật liệu sẽ giảm dần đi:

$$d_1 = \frac{d_0}{i_1}$$

Nếu gọi d_n là cỡ sản phẩm cần đạt được sau n lần va đập qua các rảng ta có:

$$d_n = \frac{d_0}{i_1.n}$$

Số lần va đập (n) được xác định $d_n = \frac{d_0}{i_1.d_n}$

Vậy số vòng răng cần thiết là: n+1

Gọi a là khoảng cách mỗi vòng răng, R_1 là bán kính vòng răng trong cùng thì bán kính lớn nhất của rôto được xác định:

$$R_n = R_1 + a(n+1) \qquad (7.134)$$

- Xác định vận tốc quay của rôto

Cũng như búa đập trong máy nghiền búa, khi răng nghiền quay mang theo động năng:

$$E_d = \frac{GW_d^2}{2g}; \quad \text{Nm} \tag{7.135}$$

Trong đó: G- trọng lượng vật, N;

W_d- vận tốc vòng ban đầu trước khi va đập, m/s.

Khi va đập tự do, hiệu quả đập phụ thuộc chủ yếu vào vận tốc va chạm, chứ không phụ thuộc vào dạng chuyển động tự do hoặc cưỡng bức. Động năng này một phần dùng đập vỡ vật liệu đem nghiền, còn một phần dư (E_c) nằm lại ở vật vẫn đang chuyển động với vận tốc cuối (W_c):

$$E_c = \frac{GW_c^2}{2g}, \quad \text{Nm}$$

Như vậy động năng dùng đập vỡ vật liệu được xác định:

$$\Delta E = E_d - E_c = \frac{G}{2g}\left(W_d^2 - W_C^2\right), \quad \text{Nm} \tag{7.136}$$

Nếu gọi $\varepsilon = \frac{W_c}{W_d}$ là hệ số phục hồi phụ thuộc vào vật lệu làm răng nghiền và vật liệu đem nghiền, ε được xác định bằng thực nghiệm, thí dụ:

Đối với thép - nham thạch $\varepsilon = 0{,}180$

Thép - đá badan $\varepsilon = 0{,}224$

Công phá vỡ vật liệu đem nghiền được xác định:

$$A_p = \frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{\sigma^2 G}{2E\gamma}, \quad \text{Nm} \tag{7.137}$$

Trong đó: V- thể tích cục vật liệu, m^3;

γ- trọng lượng riêng của vật liệu đem nghiền, N/m^3.

Động năng để nghiền tối thiểu phải bằng công phá vỡ vật liệu:

$$\Delta E \geq A_p \tag{7.138}$$

$$\frac{G}{2g}\left(W_d^2 - W_C^2\right) \geq \frac{\sigma^2 G}{2E\gamma}$$

$$\frac{GW_d^2}{2g}\left(1 - \varepsilon^2\right) \geq \frac{\sigma^2 G}{2E\gamma}$$

Rút ra: $$W_d \geq \sigma\sqrt{\frac{1}{E.\rho.\left(1-\varepsilon^2\right)}}, \quad \text{m/s} \tag{7.139}$$

Trong đó: $\frac{1}{\rho} = \frac{g}{\gamma}$

Trong máy nghiền răng có thể lấy vận tốc nạp liệu bằng không, vì nó rất nhỏ so với vận tốc vòng của răng nghiền. Do đó khi cục vật liệu vào máy gặp răng nghiền của vòng răng trong cùng (có bán kính R_1) đang quay với n_1 (vg/ph) tương ứng với vận tốc vòng v_1, sẽ có vận tốc va chạm:

$$w_1 = v_1 = \frac{\pi R_1 n_1}{30}$$

Cục vật liệu bị văng ra theo phương tiếp tuyến (hình 7.46) và lại gặp răng nghiền của vòng răng kế tiếp đang quay với n_2 (g/ph) tương ứng với vận tốc vòng v_2, sẽ lại văng cục vật liệu đi theo phương tiếp tuyến với vòng bán kính R_2.

Vận tốc va chạm của cục vật liệu với răng nghiền của vòng thứ 2 (W_2) gồm vận tốc văng (v_1) và hình chiếu của vận tốc văng (v_2) lên phương của v_1:

$$W_2 = v_1 + v_2.\cos\alpha \tag{7.140}$$

Nhưng $\cos\alpha = \frac{R_1}{R_2}$ nên $W_2 = v_1 + v_2\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$

Hoặc $W_2 = \frac{\pi R_1 n_1}{30} + \frac{\pi R_2 n_2}{30}\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$

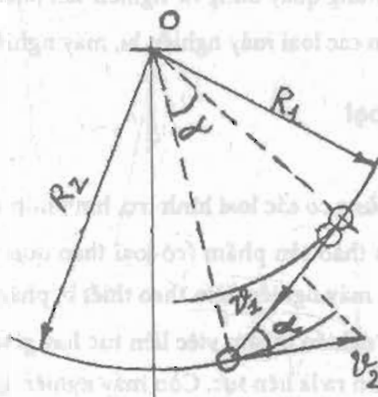
$$W_2 = \frac{\pi R_1}{30}(n_1 + n_2) \tag{7.141}$$

Suy ra vận tốc va chạm của cục vật liệu với răng nghiền của vòng răng thứ i sẽ là:

$$W_i = \frac{\pi R_{i-1}}{30}(n_1 + n_2) \tag{7.142}$$

Vận tốc va chạm giữa răng nghiền với vật liệu nghiền cần phải lớn hơn hoặc bằng vận tốc vòng ban đầu của răng nghiền quay trước khi va đập, tính theo biểu thức (7.139) $w_i \geq w_d$.

$$\frac{\pi R_{i-1}}{30}(n_1 + n_2) \geq \sigma\sqrt{\frac{1}{\rho E.(1-\varepsilon^2)}} \tag{7.143}$$



Hình 7.46. Sơ đồ xác định vận tốc va chạm của vật liệu với các răng nghiền.

Ở máy nghiền có hai rôto quay cùng số vòng quay ($n_1 = n_2 = n$) thì từ biểu thức trên ta có:

$$\frac{\pi R_{i-1}.n}{15} \geq \sigma\sqrt{\frac{1}{\rho E.(1-\varepsilon^2)}} \tag{7.144}$$

Muốn cho cục vật liệu bị đập vỡ ngay khi nó va phải răng nghiền của vòng răng thứ 2 thì số vòng quay cần thiết của máy nghiền răng có hai rôto phải là:

$$n \geq \frac{15\sigma}{\pi R_1}.\sqrt{\frac{1}{\rho E.\left(1-\varepsilon^2\right)}} \qquad (7.145)$$

Đối với máy nghiền răng có một rôto quay với n (vg/ph) thì biểu thức (7.143) có dạng:

$$\frac{\pi R_{1-1}n}{30} \geq \sigma\sqrt{\frac{1}{\rho E.\left(1-\varepsilon^2\right)}} \qquad (7.146)$$

Và số vòng quay n được xác định:

$$n \geq \frac{30\sigma}{\pi R_1}\sqrt{\frac{1}{\rho E.\left(1-\varepsilon^2\right)}} \qquad (7.147)$$

7.2.6.Máy nghiền bi (nghiền mịn)

Trong máy nghiền mịn vật liệu bị nghiền do va đập chà xát và ép hay vừa đập vừa chà xát. Loại phổ biến thường được dùng rộng rãi là loại thùng quay, trong thùng đặt các bi hình cầu hay hình trụ hoặc những thanh dài. Bi là bộ phận nghiền chủ yếu. Thùng quay hoặc rung để tạo ra động năng. Khi va đập biến động năng thành công va đập vật liệu. Tùy theo cấu tạo của từng loại máy nghiền bi khác nhau mà sử dụng để nghiền các vật liệu khác nhau.

Quá trình nghiền có thể nghiền gián đoạn hoặc nghiền liên tục. Khi nghiền gián đoạn thường cho bi và vật liệu vào cùng một cửa, và khi sản phẩm nghiền đạt kích thước yêu cầu thì tháo bi cùng vật liệu ra cùng cửa đó. Trường hợp nghiền liên tục, bi nghiền được cho vào cửa riêng và vật liệu đem nghiền có thể ở dạng ướt hoặc khô. Tương ứng với nghiền vật liệu như vậy ta có quá trình nghiền ướt hoặc nghiền khô. Phần này ta chỉ xét một số loại máy nghiền bi thùng quay dùng để nghiền sản phẩm khô.

Các loại máy nghiền mịn: Gồm các loại máy nghiền bi, máy nghiền thanh, máy nghiền rung.

7.2.6.1. Cấu tạo và phân loại

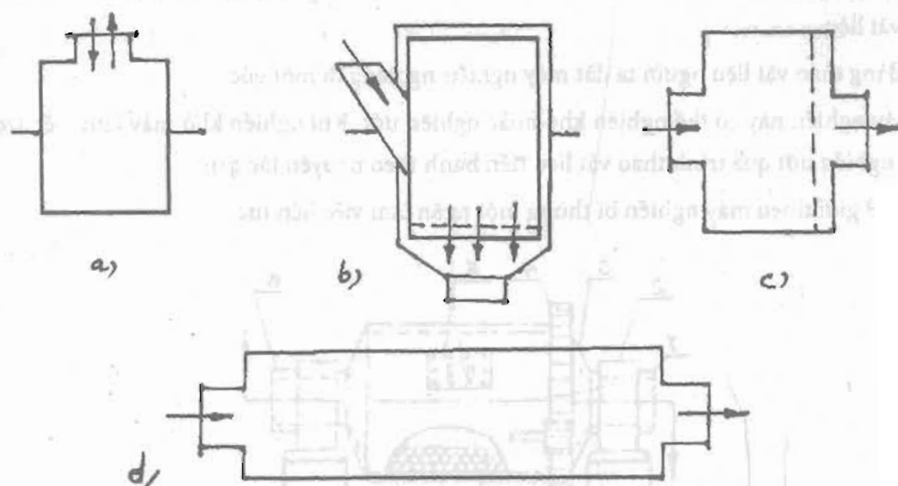
Phân loại:

- Phân loại theo cấu tạo của thùng có các loại hình trụ, hình nón cụt.

- Phân loại theo phương pháp tháo sản phẩm (có loại tháo qua trục rỗng, tháo qua sàng chắn ngang thùng, tháo qua sàng hình trụ, và loại máy nghiền kèm theo thiết bị phân loại đặt riêng biệt bên ngoài).

Cũng có thể phân ra loại máy nghiền bi làm việc liên tục hay gián đoạn. Máy nghiền làm việc liên tục là máy mà nguyên liệu vào và sản phẩm ra là liên tục. Còn máy nghiền gián đoạn là nghiền từng mẻ một. Đối với máy nghiền bi dạng quay có loại ngắn và loại dài; loại ngắn là loại khi tỷ số $\frac{L}{D} \leq 2$; còn khi $\frac{L}{D} > 2$ là loại dài (trong đó L- chiều dài thùng; D- đường kính thùng).

Dưới đây giới thiệu sơ đồ một số loại máy nghiền bi mà chúng ta thường gặp trong sản suất (hình 7.47)

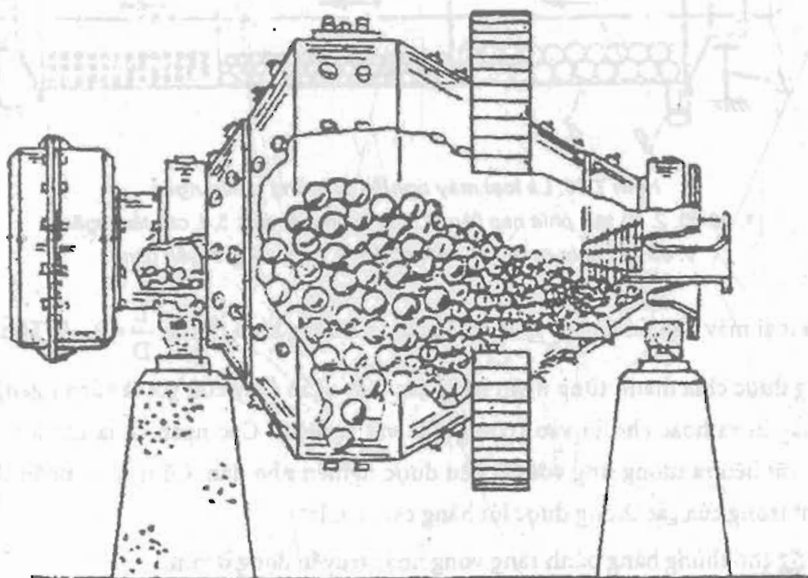


Hình 7.47. Các kiểu máy nghiền bi

a. máy nghiền bi làm việc gián đoạn;
b. máy nghiền bi thùng ngắn làm việc liên tục tháo sản phẩm qoa lưới xung quanh;
c. máy nghiền bi thùng ngắn làm việc liên tục tháo sản phẩm qua lưới ở cổ thùng;
d. Máy nghiền bi thùng dài một ngăn làm việc liên tục

Hình 7.48 mô tả máy nghiền bi nón cụt.

Loại máy nghiền bi này thân gồm giữa là hình trụ ngắn và hai bên là hai hình nón cụt. Cấu tạo như vậy có lợi là: Vận tốc vòng của máy giảm dần từ thân hình trụ đến cửa tháo vật liệu, theo hướng đó góc nâng của bi cũng giảm dần, động năng của chúng cũng giảm. Kích thước vật liệu nghiền cũng giảm dần do đó năng lượng tiêu tốn giảm dần xuống.



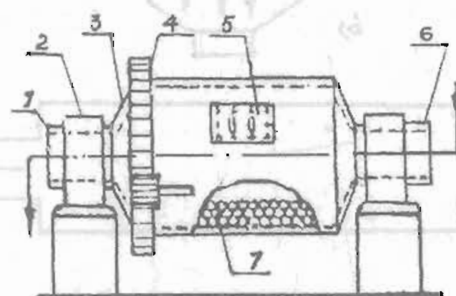
Hình 7.48. Máy nghiền bi hình nón cụt

Trong máy nghiền bi nón, bi có kích thước lớn nhất được xếp ở thân hình trụ, kích thước bi giảm dần đến cửa tháo vật liệu.

Để dễ dàng tháo vật liệu người ta đặt máy nghiền nghiêng đi một góc.

Loại máy nghiền này có thể nghiền khô hoặc nghiền ướt. Khi nghiền khô máy làm việc trong một chu trình kín. Khi nghiền ướt quá trình tháo vật liệu tiến hành theo nguyên tắc gạn.

Hình 7.49 giới thiệu máy nghiền bi thùng một ngăn làm việc liên tục.

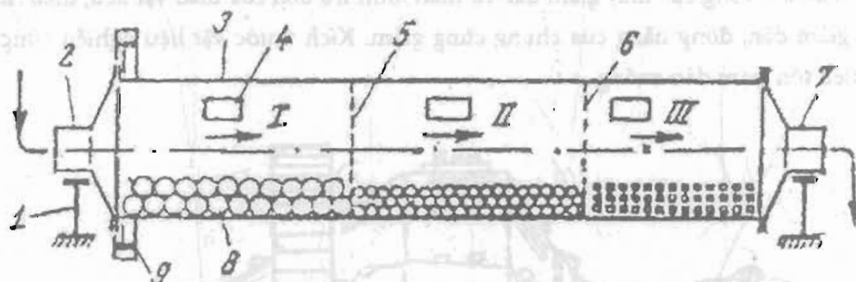


Hình 7.49. Máy nghiền thùng một ngăn làm việc liên tục

1. cổ trục ngỗng; 2. gối đỡ; 3. thùng; 4. hệ truyền động; 5. cửa; 6. cổ trục phía nạp liệu; 7. vật nghiền

Với loại máy này cả thùng là một ngăn bi được cho vào cửa 5 còn vật liệu được cho vào thùng qua ổ trục rỗng 6. Khi vật liệu được nghiền xong theo cổ trục rỗng 1 đi ra ngoài. Trường hợp cần sửa chữa phía trong thùng hoặc tháo bi để thay người ta sử dụng cửa 5.

Hình 7.50 là loại máy nghiền bi thùng nhiều ngăn.



Hình 7.50. Là loại máy nghiền bi thùng nhiều ngăn

1. bệ đỡ; 2. cổ trục phía nạp liệu; 3. thân thùng; 4. cửa; 5,6. các tấm ngăn;
7. cổ trục phía ra liệu; 8. vật nghiền; 9. bánh răng truyền động

Thùng của loại máy nghiền này có tỷ lệ chiều dài và đường kính thùng $\frac{L}{D} = 2 - 5$. Thùng hình trụ bằng thép. Trong thùng được chia thành từng ngăn bằng các tấm ngăn (hay còn gọi là vách ngăn). Trên mỗi ngăn đều có cửa 4 để lấy bi ra hoặc cho bi vào (còn gọi là vật nghiền). Các ngăn chứa các loại vật nghiền khác nhau. Kích thước vật liệu ra tương ứng với vật liệu được nghiền nhỏ dần. Cổ trục và phần lắp hai đầu thùng được đúc liền. Mặt trong của các thùng được lót bằng các tấm lót.

Truyền động cho thùng bằng bánh răng vòng hoặc truyền động ở tâm.

Các máy nghiền bi có thể làm viêc theo chu kì kín hoặc chu kì hở. có thể nghiền khô hoặc nghiền ướt. Kích thước vật liệu cho vào máy khoảng 25-70mm. Mức độ nghiền có thể đạt 50-100. Sản phẩm sau nghiền

thường ở dạng bột có kích thước nhỏ hơn 0,1mm (với máy nghiền nhiều ngăn sản phẩm thu được có kích thước 0,05mm).

Ưu điểm của máy nghiền bi là năng suất cao, sản phẩm mịn, có thể vừa nghiền vừa sấy vật liệu. Cấu tạo máy nghiền đơn giản, dễ chế tạo. Sử dụng máy dễ và an toàn, có thể điều chỉnh được mức độ nghiền.

Nhược điểm chung của máy nghiền là tiêu thụ nhiều năng lượng, kích thước máy lớn, cồng kềnh và khi làm việc rất ồn.

7.2.6.2. Tính toán máy nghiền bi

Số vòng quay: khi thùng quay, để xảy ra quá trình nghiền vật liệu thì số vòng quay của thùng phải nhỏ hơn số vòng quay tới hạn. Sau đây chúng ta xác định công thức tính tốc độ vòng quay tới hạn để từ đó chọn được tốc độ làm việc thích hợp cho thùng quay và nghiền vật liệu.

Trong máy nghiền bi, khi thùng quay thì các viên bi được quay theo thùng. Quỹ đạo chuyển động của các viên bi phụ thuộc vào tốc độ vòng quay của thùng và hệ số ma sát giữa các viên bi và thành thùng.

Xét một viên bi chuyển động trong thùng tại điểm B (hình 7.51). Ta thấy viên bi chịu tác dụng của hai lực là trọng lực G và lực ly tâm P. Trọng lực G kéo viên bi xuống dưới còn lực ly tâm P làm cho bi văng ra ngoài theo hướng ly tâm. Hai lực G và P được xác định như sau:

$$P = m\omega^2 R = m\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2 R \qquad (7.148)$$

Và $$G = mg,\ \ N \qquad (7.149)$$

Trong đó: R- bán kính trong của thùng nghiền, m;

n- số vòng quay của thùng nghiền, vg/ph;

ω- tốc độ góc, rad/s;

m- khối lượng viên bi;

g- gia tốc trọng trường,m/s^2;

Trọng lượng G của bi được phân thành hai thành phần, một phần hướng tâm (N) và một phần tiếp tuyến (T).

Nếu gọi α là góc được tạo bởi phương của hai lực P và G thì thành phần lực hướng tâm theo phương thẳng đứng sẽ là Pcosα. Khi viên bi nâng lên vị trí B và tách khỏi thành thùng và rơi tự do với tốc độ đầu của thùng dưới góc α (đường chấm chấm) ta có:

$$P\cos\alpha = mg \qquad (7.150)$$

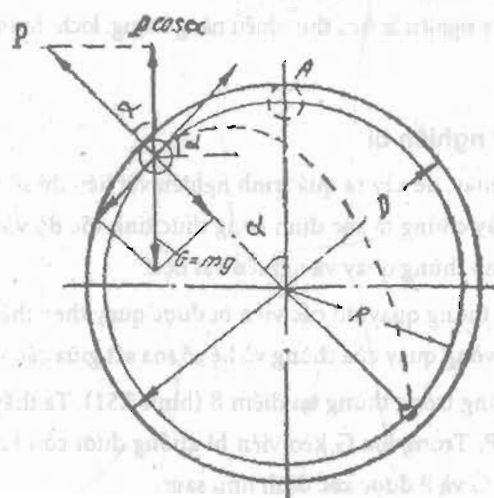
Từ đó: $$\cos\alpha = \frac{mg}{P} = \frac{mg}{m\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2 R} \approx \frac{900}{n^2 R} = \frac{1800}{n^2.D}$$

Trong đó: G- đường kích trong của thùng,m.

Khi thùng quay đạt tới vị trí điểm A (điểm cao nhất của thùng) thì trọng lượng G của hạt vật liệu cân bằng với lực ly tâm P tác dụng lên nó và viên bi không rời khỏi mặt thùng rơi xuống đe dập vật liệu do đó không xảy ra quá trình nghiền. Tốc độ quay của thùng ứng với thời điểm này gọi là tốc độ quay tới hạn (n_{th}). Tại vị trí A ta có α = 0 và cosα = 1. Thay giá trị này vào công thức trên ta có.

$$1 = \frac{1800}{D.n_{th}^2}$$

và $$n_{th}^2 = \sqrt{\frac{1800}{D}} = \frac{42,4}{\sqrt{D}}, \quad \text{vg/ph} \tag{7.151}$$



Hình 7.51. Sơ đồ xác định số vòng quay của máy nghiền bi

Trong tính toán trên, chúng ta mới xét đến một viên bi còn trong thùng nghiền bi có rất nhiều bi. Khi thùng quay với tốc độ tới hạn trên thì chỉ có lớp bi nằm sát thùng là bắt đầu chuyển động ly tâm còn những lớp bi nằm bên trong chưa ly tâm, do vậy quá trình nghiền vẫn tiếp tục xảy ra.

Nếu muốn tính được tốc độ tới hạn của thùng nghiền để toàn bộ các viên bi nghiền đều chuyển động ly tâm hoàn toàn được thì D trong công thức tính n_{th} phải được thay bằng D của lớp bi trong cùng (xác định được thông qua hệ số đầy của bi). Thực tế chỉ cần xác định tốc độ tới hạn (n_{th}) theo công thức (7.151) là đủ mà không cần phải tính toán tốc độ tới hạn cho toàn bộ các viên bi ở trạng thái chuyển động ly tâm.

Để thùng nghiền làm việc hiệu quả thường người ta chọn tốc độ làm việc nhỏ hơn tốc độ tới hạn ($n_{l/v} < n_{th}$). Thường chọn tốc độ làm việc bằng 75% tốc độ tới hạn và bằng:

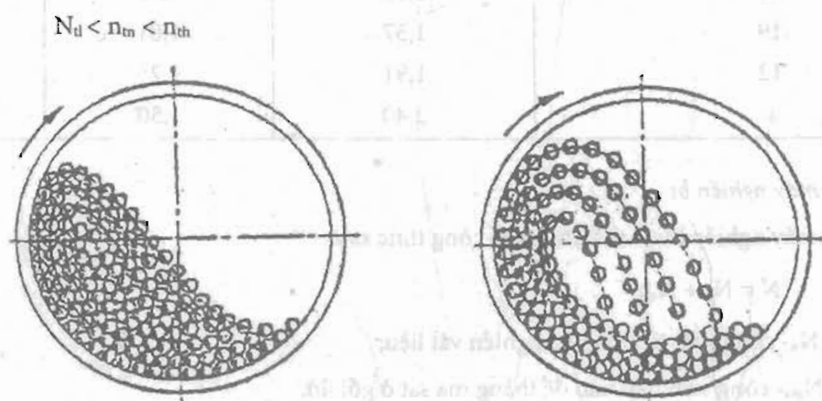
$$n_{l/v} = \frac{32}{\sqrt{D}} \quad \text{vg/ph} \tag{7.152}$$

Thường lượng bi được nạp vào thùng khoảng 40-45% thể tích máy nghiền thùng quay (một số trường hợp đặc biệt: nghiền ướt trong công nghiệp sản suất sơn, sản suất men cho gạch men, sứ thì lượng bi cho vào thùng có thể gấp đôi so với lượng trên).

Trong thùng nghiền bi có rất nhiều bi và do vậy chúng chuyển động trên rất nhiều quỹ đạo khác nhau. Tùy thuộc vào số vòng quay và kết cấu trong của thùng mà có thể phân ra hai chế độ chuyển động của bi nghiền như sau:

Khi góc nâng $\alpha \leq 90^0$ (α- góc tạo bởi bán kính thẳng đứng phía dưới và bán kính nối từ tâm thùng đến trọng tâm viên bi) các viên bi sau khi rời khỏi bề mặt của thùng nghiền thì chúng trượt lên nhau thành các lớp (hình 7.52a) hay còn gọi là thùng nghiền làm việc ở chế độ tầng lớp.

Khi góc $90^0 < \alpha < 180^0$ các viên bi sau khi rời khỏi bề mặt của thùng chúng còn chuyển động lên cao một đoạn rồi mới rơi xuống đập vật liệu. Trong trường hợp này gọi là bi làm việc ở chế độ thác nước hay còn gọi là thùng nghiền làm việc ở chế độ thác nước (hình 7.52b). Tốc độ thùng quay trường hợp này lớn hơn tốc độ quay của thùng ở chế độ tới hạn của thùng nghiền.



Hình 7.52. Sơ đồ chuyển động của bi tròn
a. chế độ tầng lớp; b. chế độ thác nước

Quá trình nghiền vật liệu ở chế độ tầng lớp chủ yếu là do chà xát của viên bi với vật liệu, còn ở chế độ thác nước thì vật liệu được nghiền chủ yếu do va đập của các viên bi vào vật liệu.

Trong máy nghiền bi thùng ngắn chủ yếu thùng nghiền làm việc ở chế độ thác nước, còn trong máy nghiền bi thùng dài thì ngăn đầu thùng làm việc ở chế độ tầng lớp.

Ở máy nghiền bi, vật nghiền đóng vai trò quyết định khi nghiền vật liệu. Mỗi loại vật liệu đem nghiền cần phải chọn loại bi có kích thước của hạt lúc nạp liệu và kích thước hạt sau khi nghiền có thể tính theo công thức sau đây:

$$D_b = 6(\lg d_c)\sqrt{d_t}, \text{ mm} \quad (7.153)$$

Trong đó: d_c- đường kính hạt sau khi nghiền, μm.

d_t- Đường kính hạt trước khi nghiền, mm.

Năng suất máy nghiền bi

Năng suất máy nghiền bi phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kích thước và tính chất của vật liệu đem nghiền, mức độ nghiền, số vòng quay của thùng, hệ số chứa bi, kích thước thùng nghiền…Việc tính năng suất của máy nghiền bi một cách chính xác là một việc khó khăn, do vậy cho đến nay chưa có một công thức và diễn giải bằng lý thuyết toán học để tính năng suất của máy. Các công thức tính năng suất hiện nay được xây dựng bằng thực nghiệm. Người ta đã đưa ra công thức tính năng suất của máy nghiền bi sau đây.

Đối với máy nghiền bi thùng ngắn:

$$Q = 0,875 \cdot K \cdot D^{2,6} \cdot L, \quad \text{tấn/h} \quad (7.154)$$

Trong đó: D- đường kính trong của thùng, m;

L- chiều dài thùng, m;

K- hệ số chọn theo bảng dưới (bảng 7.9)

Bảng 7.9

Độ lớn của vật liệu vào máy nghiền, mm	Độ lớn của sản phẩm		
	0,2	0,15	0,075
25	1,31	0,95	0,41
19	1,57	1,01	0,51
12	1,91	1,25	0,58
6	2,40	1,50	0,66

Công suất máy nghiền bi

Công suất máy nghiền bi có thể tính theo công thức sau:

$$N = N_n + N_{ms} \quad (7.155)$$

Trong đó: N_n- công suất tiêu hao để nghiền vật liệu;

N_{ms}- công suất tiêu hao để thắng ma sát ở gối đỡ.

Các công suất này được xác định như sau:

$$N_n = 4.10^{-5}.Q.R_1.n, \quad kW \quad (7.156)$$

Trong đó: Q- trọng lượng vật nghiền nạp vào thùng, N;

R_1- bán kính trong của thùng nghiền, m;

n- số vòng quay của thùng trong một phút, vg/ph.

$$N_{ms} = \frac{f.P.v_c}{1000}, \quad kW \quad (7.157)$$

Trong đó: f- hệ số ma sát ở cổ trục máy nghiền với ổ đỡ thường lấy f = 0,07÷0,10

v_c- vận tốc vòng của cổ trục, m/s;

P- tổng tải trọng tác dụng lên gối đỡ, N;

Và cuối cùng công suất động cơ như sau:

$$N_{dc} = K.\frac{N_n + N_{ms}}{\eta}, \quad kW \quad (7.158)$$

Trong đó: K- hệ số an toàn, K = 1,1-1,5;

η- hiệu suất bộ truyền động. Nếu truyền động bằng bánh răng vòng thì lấy η = 0,85÷0,88; nếu truyền động bằng trục tâm thì lấy η = 0,90÷0,94.

Ngoài các loại máy nghiền bi đã nêu ở trên còn có loại nghiền rung và nghiền thanh. Trong giáo trình này không giới thiệu hai loại này vì ứng dụng của chúng trong ngành chế biến lương thực, thực phẩm rất ít.

CHƯƠNG 8

CÁC MÁY TRỘN SẢN PHẨM THỰC PHẨM MỚI

8.1. CÔNG DỤNG PHẠM VI ỨNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI

Những máy trộn các loại sản phẩm rời được sử dụng rộng rãi trong nhiều ngành công nghiệp. Ví dụ trộn các sản phẩm sữa bột, bột dinh dưỡng, gia vị trong công nghiệp thực phẩm, trộn các loại thức ăn gia súc cho vật nuôi trong ngành chăn nuôi, trộn các thành phần trong sản xuất thuốc trong công nghiệp dược, trộn các loại hoá chất...

Việc trộn những vật liệu rời nhằm mục đích có được những khối lượng đồng nhất trong quá trình sản xuất thực phẩm. Trộn vật liệu ban đầu hay cho ngay thành phẩm (ví dụ như chuẩn bị thức ăn tổng hợp cho gia súc) hoặc là một phần việc trong quá trình công nghệ khác (ví dụ sấy nóng hay làm sạch) hay gia công hoá học sản phẩm.

Hiệu quả của máy trộn sản phẩm rời được xác định bằng thời gian cần thiết để nhận được mức độ trộn yêu cầu. Các ảnh hưởng đến quá trình trộn là:

- Khối lượng riêng (trọng lượng riêng) của các sản phẩm trộn;
- Đại lượng và sự phân bố độ lớn các hạt trộn của các cấu tử hỗn hợp;
- Độ ẩm của các sản phẩm trộn;
- Dạng hạt.

Khi có sự khác nhau nhiều về khối lượng riêng, kích thước và sự phân bố hạt thì mức độ trộn cần thiết sẽ khó khăn và yêu cầu tốn nhiều thời gian. Những hạt nhỏ và nhẹ có khuynh hướng phân tụ, đặc biệt khi hình dang của chúng lại tạo điều kiện cho khuynh hướng đó. Chất lượng trộn được xác định bằng sự phân bố đồng đều các hạt trong hỗn hợp thu nhận được sau một thời gian trộn xác định.

Hiệu quả làm việc của máy trộn được đánh giá bằng sự phụ thuộc của độ sai lệch thực tế của thành phần mẫu thử lấy ra sau khi trộn với độ sai lệch quy định theo tiêu chuẩn điều kiện kỹ thuật, cũng như là đánh giá bằng mức độ trộn biểu thị bằng tỷ lệ của độ sai lệch thực tế của hỗn hợp đối với sai lệch lý thuyết của hỗn hợp trộn lý tưởng. Khi trộn tốt thì mức độ trộn gần bằng đơn vị, hay nói cách khác là gần 100%.

Phân loại các loại máy trộn sản phẩm thực phẩm rời.

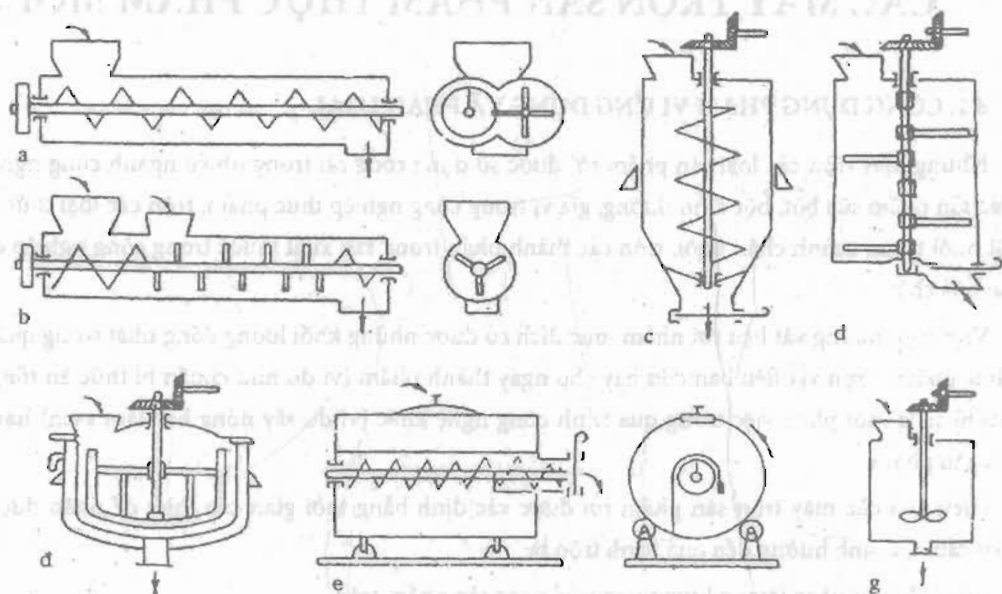
Các máy trộn có thể phân loại theo nhiều cách khác nhau:

- Theo cách bố trí bộ phận làm việc-có loại nằm ngang và thẳng đứng;
- Theo cách thực hiện quá trình – thành loại máy trộn hoạt động liên tục và máy trộn theo chu kì (tuần hoàn) từng phần;
- Theo hình dạng của bộ phận làm việc - có kiểu xoắn, kiểu cánh gạt, kiểu trống và kiểu cánh quạt;
- Theo nhiệm vụ chính - có loại máy trộn thức ăn tơi khô, loại máy trộn vật liệu lỏng và máy trộn vật liệu đặc như cháo.

- Ngoài ra tất cả các máy trộn còn phân loại theo năng suất và theo dạng cấu tạo.

Khi trộn sản phẩm thực phẩm rời có thể chỉ trộn vật liệu khô và trộn vật liệu khô vố một lượng chất lỏng không lớn. Mỗi quá trình ấy đều có những đặc điểm riêng và đòi hỏi trang bị máy móc thiết bị tương ứng.

Những máy trộn dùng để trộn sản phẩm thực phẩm khô rời, theo cấu tạo được chia ra: loại quay và loại vận chuyển.



Hình 8.1. Sơ đồ của các máy trộn thức ăn kiểu mẫu

a,b) kiểu xoắn nằm ngang hoạt động liên tục; c) kiểu xoắn thẳng đứng hoạt động tuần hoàn; d, đ) kiểu cánh gạt hoạt động tuần hoàn; c) kiểu trống hoạt động tuần hoàn; g) kiểu cánh quạt

8.2. CÁC MÁY TRỘN QUAY

Là những máy trộn kiểu thùng quay các loại khác nhau, hình côn, những máy trộn dang nối quay…

8.2.1. Máy trộn thùng quay dạng côn

Trên hình 8.2 là cấu tạo của máy trộn kiểu thùng quay có thùng hình trụ hai đầu côn. Thông thường những máy trộn như thế là những máy làm việc gián đoạn. Nạp và tháo sản phẩm ở những máy trộn này được kết hợp tại một ống nối- cửa nắp; do đó thời gian đổ đầy và tháo sản phẩm bị kéo dài.

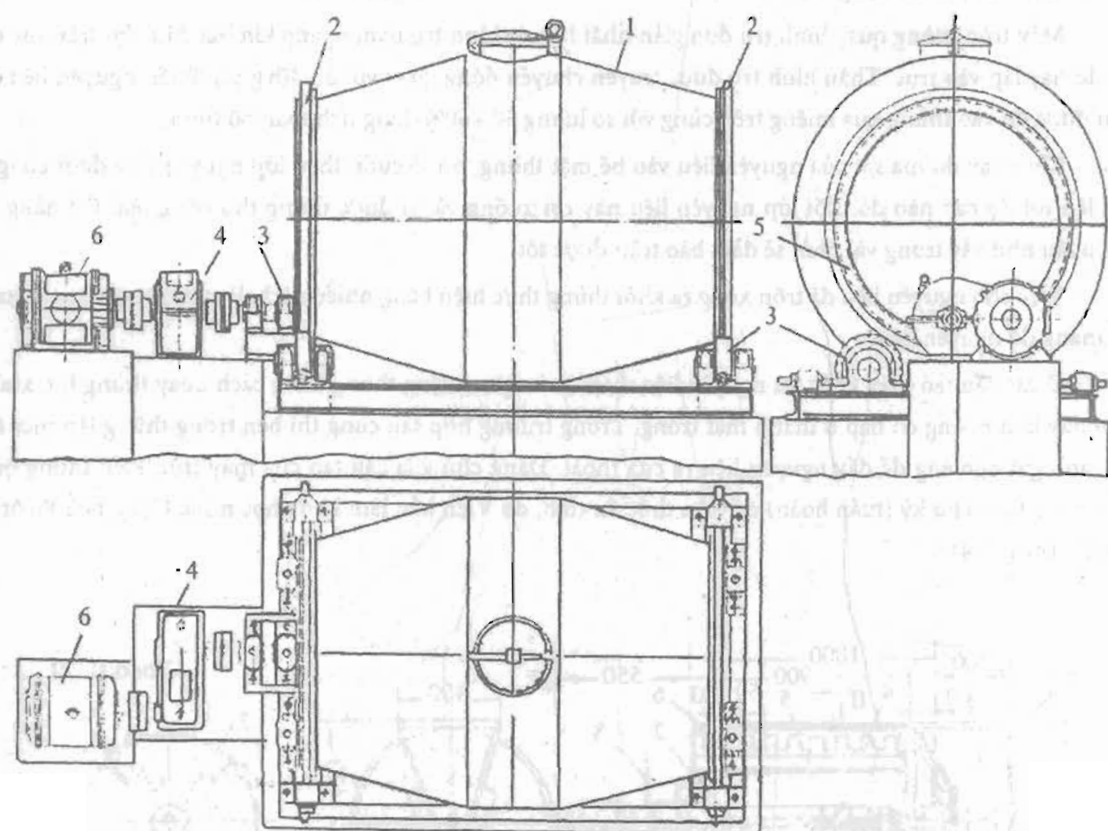
Những máy trộn kiểu thùng quay mà trong đó thùng quay trên trục (không phải quay trên những con lăn chạy) được nạp và tháo liệu qua hai lỗ độc lập, tiết kiệm được thời gian phụ. Trục và trên đó thùng quay có thể trùng hoặc với đường tâm đối xứng của thùng hoặc đường chéo của nó còn bản thân thùng có thể có hình dạng khác nhau, tuỳ theo công dụng và đặc tính của sản phẩm rời đem trộn (hình 8.3).

Phổ biến nhất là những thùng quay hình trụ lắp trên những trục nằm ngang bố trí thẳng đứng (hình 8.3a,d) hay nằm ngang (8.3b,c).

Để trộn sản phẩm rời được mãnh liệt, khi trộn cho phép nghiền, người ta dùng thùng quay có tiết diện lục giác (hình 8-3c).

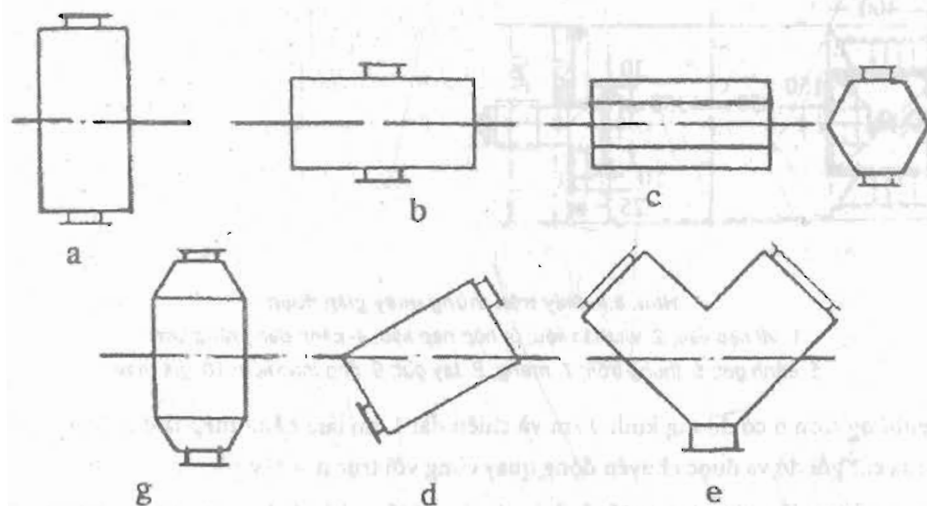
Nhiều sản phẩm thực phẩm (chè, cà phê) cần phải trộn hết sức thận trọng, không được phá huỷ cấu trúc của các sản phẩm trộn. Để trộn những vật liệu như thế cho phép đập và nghiền trong quá trình trộn người ta dùng các thùng quay có hình côn (hình 8-3d).

Rất hiệu quả là máy trộn có hình dạng chữ Y (hình 8.3g) với góc đỉnh là 90°C. Trong máy trộn đó sản phẩm rời được trộn bằng cách đổ đi đổ lại đồng thời lại được phân riêng thành hai phần.



Hình 8.2. Máy trộn kiểu thùng quay hình trụ-hai đầu côn

1. thùng quay hình trụ-hai đầu côn; 2. vành đai; 3. con lăn đỡ; 4. hộp giảm tốc; 5. bánh răng; 6. động cơ



Hình 8.3. Những loại máy trộn kiểu thùng quay chủ yếu

8.2.2. Máy trộn thùng hình trụ quay (8.4)

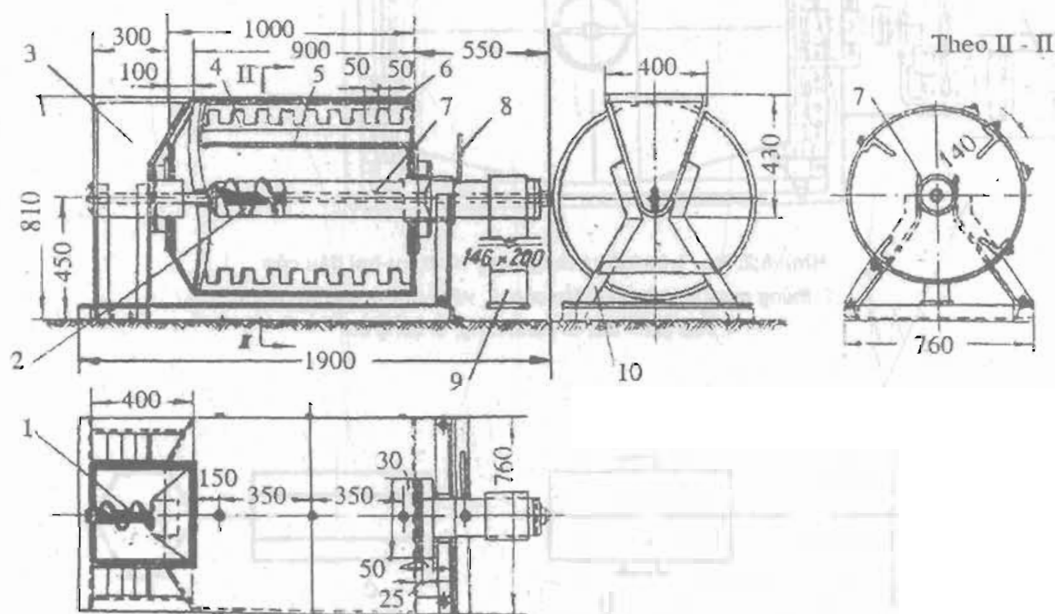
Máy trộn thùng quay thuận tiện để trộn bất kỳ loại nguyên liệu nào trừ nguyên liệu lỏng. Tuỳ theo cấu tạo của nó có loại hoạt động theo chu kỳ (tuần hoàn) và loại hoạt động liên tục.

Máy trộn thùng quay hình trụ đơn giản nhất là một hình trụ nằm ngang kín hai đầu, đặt trên các con lăn đỡ hay lắp vào trục. Thân hình trụ được truyền chuyển động quay với 20-40vg/ph. Phần nguyên liệu cần trộn được đổ vào thùng qua miệng trên cùng với số lượng 50 ÷60% dung tích toàn bộ thùng.

Khi quay do ma sát của nguyên liệu vào bề mặt thùng, nó sẽ cuốn theo lớp nguyên liệu dưới cùng và đưa lên tới độ cao nào đó. Rồi lớp nguyên liệu này rơi xuống và lại được thùng thu nâng lên. Cứ nâng lên nhiều lần như vậy trong vài phút sẽ đảm bảo trộn được tốt.

Việc cho nguyên liệu đã trộn xong ra khỏi thùng thực hiện bằng nhiều cách: làm một trục truyền xoắn với máng đỡ nguyên liệu.

Ở các cấu tạo máy khác thì nguyên liệu được tháo qua miệng thùng bằng cách quay thùng lộn xuống dưới hay làm miệng có nắp ở thành mặt trống. Trong trường hợp sau cùng thì bên trong thùng lắp một hay hai cánh gạt nghiêng để đẩy nguyên liệu ra cửa thoát. Đáng chú ý là cấu tạo của máy trộn kiểu thùng quay hoạt động theo chu kỳ (tuần hoàn) để trộn thức ăn tinh, do Viện hàn lâm khoa học nước Cộng hoà Bêlôruxi thiết kế (hình 8.4).



Hình 8.4. Máy trộn thùng quay gián đoạn

1. vít nạp liệu; 2. vít tháo liệu; 3. hộp nạp liệu; 4-.cánh dạng răng lược; 5. cánh gạt; 6. thùng trộn; 7. mang; 8. tay gạt; 9. ống tháo liệu; 10. giá máy

Ở đây thùng trộn 6 có đường kính 0,7m và chiều dài 1,0m làm bằng thép lá dày 1mm tựa trên khung 10 qua thân của các gối đỡ và được chuyển động quay cùng với trục n = 47v/ph.

Bên trong thùng lắp bốn cánh gạt kiểu lược 4 và một tấm chắn 5 đặt song song với trục. Trên trục lắp các vòng xoắn của hai đoạn ống xoắn với đường kính 140mm. Đoạn ngắn 1 dùng để đưa nguyên liệu vào

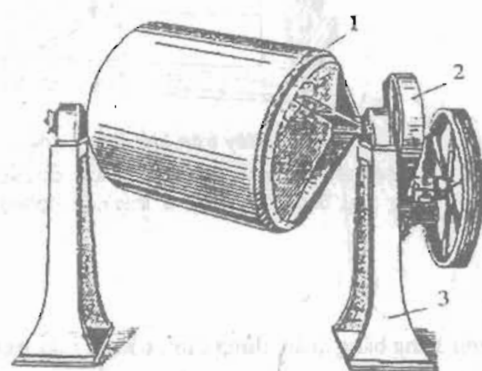
thùng từ phễu 3, còn đoạn dài 2- để tháo sản phẩm (đã trộn xong) ra khỏi thùng. Đoạn tháo sản phẩm được nắp kín trong vỏ có đầu phía trong theo dạng máng 7, còn đầu phía ngoài – theo dạng ống. Trong thời gian trộn các cánh lược 4 và cánh gạt 5 vừa đảo trộn vừa nâng nguyên liệu lên và đổ xuống làm quá trình trộn có hiệu quả hơn. Lúc này dùng tay gạt 8 để xoay máng 7 đập úp lên vít xoắn tháo liệu 1. Khi quá trình trộn kết thúc, dùng tay gạt 8 xoay máng 7 về vị trí đựng liệu. Các cánh 4 và 5 sẽ mang bột sản phẩm lên rồi đổ vào máng 7 để vít xoắn 1 đẩy sản phẩm ra ống tháo 9. Năng suất trộn mỗi mẻ khoảng 60-70kg với thời gian từ 1-2 phút.

Để định mức nguyên liệu trước khi trộn và giảm thời gian cho nguyên liệu vào máy, bên trên phần thường lắp thùng chứa nguyên liệu ban đầu với dung tích 75kg. Máy trộn được truyền chuyển động qua bộ truyền xích và hộp giảm tốc độ từ động cơ điện có công suất 1,2kW.

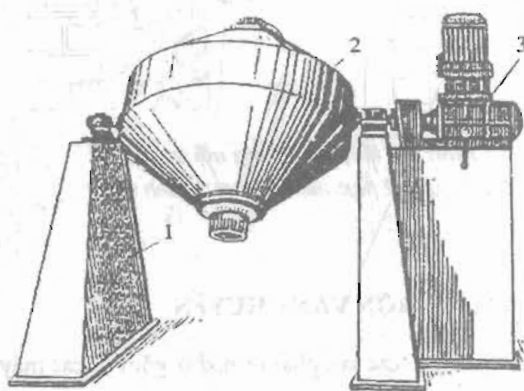
Các máy trộn hoạt động liên tục thường là một hình trụ có hai đầu hở, dài 1,5-2m đặt trên các con lăn đỡ và bên trong có những cánh gạt nghiêng. Nguyên liệu được liên tục cho vào một đầu thùng, được trộn và dần dần di chuyển dọc theo trục máy ra đầu đối diện kia. Để điều chỉnh mức độ trộn có thể thay đổi góc nghiêng của các cánh gạt.

8.2.3. Máy trộn kiểu thùng quay loại thùng "say rượu"

Loại máy trộn kiểu này được dùng phổ biến (hình 8.5) trong những máy trộn ấy, trục quay trùng với đường chéo của thùng. Cứ mỗi một vòng quay của thùng của máy trộn này, sản phẩm được hai lần đổ đi đổ lại trong mặt phẳng thẳng đứng, đồng thời khi đó được trộn theo hướng trục, và chính vì thế mà đảm bảo trộn được nhanh chóng và chất lượng.



Hình 8.5. máy trộn kiểu thùng quay loại thùng " say rượu":
1. thùng; 2. bộ dẫn động; 3. giá máy



Hình 8.6. Máy trộn hình nón
1. bệ máy; 2. thùng hình côn; 3. bộ dẫn động

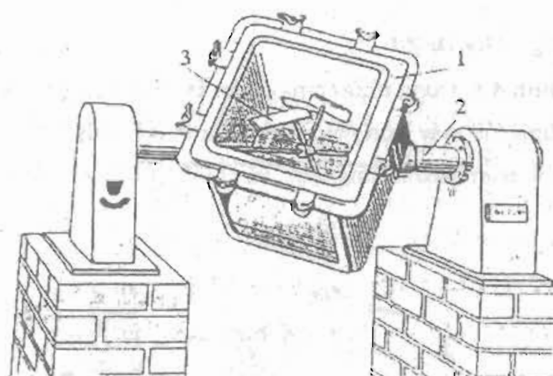
8.2.4. Máy trộn hình nón (hình 8.6)

Gồm hai hình nón cụt nối với ống hình trụ. Trục quay thường đi qua theo đường kính ống (hình trụ) hay trong những trường hợp riêng có thể trùng với đường tâm của hình trụ. Trong những máy trộn hình nón, hiệu quả tăng lên nhờ trộn được vật liệu rời dọc theo bề mặt thay đổi của hình chứa. Khi cần thiết thì vỏ của những máy trộn như thế có thể đốt nóng bằng dòng điện hay bằng hơi cũng như làm lạnh bằng nước.

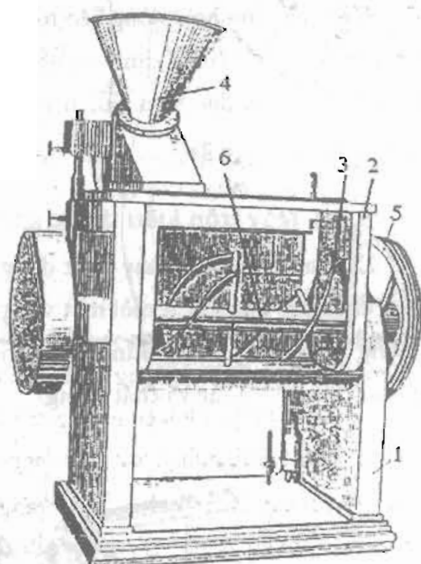
Khi trộn những vật liệu có khuynh hướng vón thành cục và khi cần làm ẩm chúng, trong một vài trường hợp ở các máy trộn hình nón có nạp những viên bi cầu bằng kim loại hay bằng sứ, song sự tiết kiệm của phương pháp đó không cao, vì rằng cứ mỗi một mẻ trộn vật liệu lại phải nạp và tháo bi và phải lấy riêng chúng ra khi tháo sản phẩm.

8.2.5. Máy trộn dạng nồi quay

Chủ yếu gồm có bình chứa lập phương quay trên trục nằm ngang (hình 8.7), đường tâm quay của bình chứa trùng với đường chéo của nó. Sử dụng hình dạng lập phương thay cho dạng hình trụ là bởi ở trong thùng hình trụ dài, khó đảm bảo việc trộn đều và tháo sản phẩm nhanh chóng. Trộn trong nồi quay rất có hiệu quả và có thể tăng hiệu quả hơn nữa nhờ có lắp thêm những cánh đảo quay theo hướng ngược với chiều quay của nồi.



Hình 8.7. Máy trộn dạng nồi quay
1. nồi quay; 2. trục nằm ngang; 3.cánh đảo



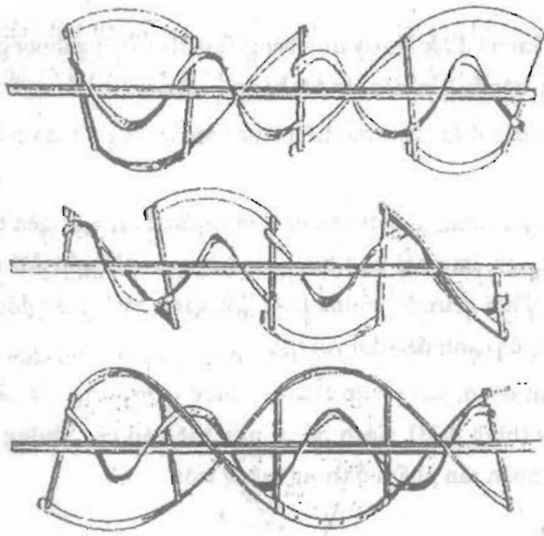
Hình 8.8. Máy trộn kiểu băng xoắn
1. bệ máy; 2. máng; 3. băng xoắn; 4. cơ cấu nạp liệu; 5. bộ dẫn động; 6. trục nằm ngang

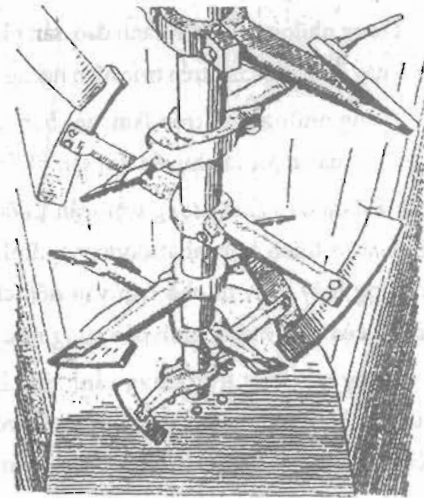
8.3. MÁY TRỘN VẬN CHUYỂN

Dùng để trộn các sản phẩm rời khô, gồm có các máy trộn dùng băng xoắn, dùng cánh đảo và máy trộn kiểu vít tải. Những bộ phận làm việc của máy trộn vận chuyển có thể là trục vít, trong số đó loại băng xoắn hay cánh đảo thì được lắp chặt trên trục.

8.3.1 Máy trộn bằng băng xoắn

Việc trộn được tiến hành bằng băng xoắn mà nó không những chỉ dùng để trộn mà còn làm dịch chuyển vật liệu trộn. Trộn ở trong các máy trộn dùng băng xoắn có thể tiến hành trong những máng hay trong những bình kín, thích ứng làm việc với chân không. Để chuyển chỗ sản phẩm khi trộn ở hai hướng ngược chiều nhau, trong một vài cấu tạo của máy trộn dùng bằng xoắn người ta lắp hai băng có đường vít trái và phải





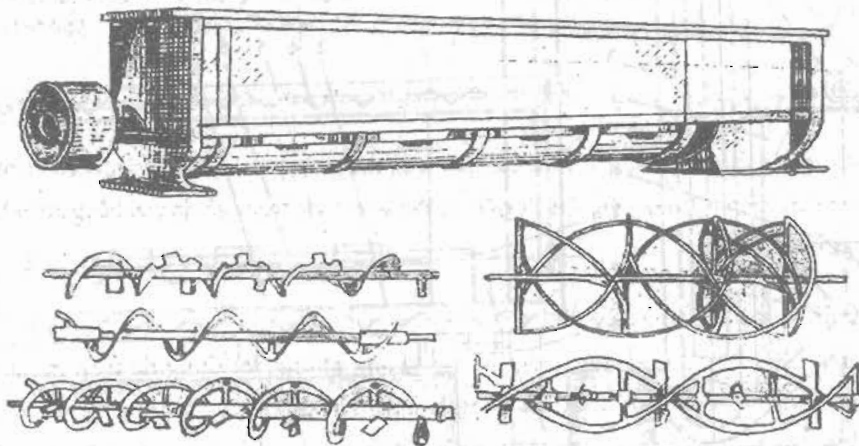
Hình 8.9. Những loại bộ phận làm việc của máy trộn dùng băng xoắn.

Hình 8.10. Máy trộn dùng cánh đảo có cánh hướng tâm

Một trong những cấu tạo của máy trộn dùng băng xoắn như thế cho trên hình 8.8. Những bộ phận làm việc của máy trộn dùng băng xoắn có thể có những biện pháp kết cấu khác nhau, một vài loại trong số đó chỉ dẫn ở hình 8.9

Trong trường hợp sử dụng máy trộn dùng băng xoắn, để trộn sản phẩm rời rắn và đồng thời làm ẩm vật liệu thì trục máy trộn phải có những cào đặc biệt. Trong một số kết cấu, bản thân những bộ phận làm việc dùng để làm sạch thành máng, khi đó băng phải quay với khoảng cách một vài milimét kể từ thành máng.

Chiều dài của các máy trộn kiểu băng xoắn 1-2m; đường kính 0,2 -0,5m; số vòng quay của trục trong giới hạn n= 55-250v/p; năng suất đạt tới Q= 20T/h



Hình 8.11. Dạng chung và các kiểu bộ phận làm việc khác nhau của máy trộn kiểu xoắn nằm ngang hoạt động liên tục

8.3.2. Máy trộn cánh đảo

Trong những máy trộn cánh đảo, sản phẩm thực phẩm rời được khuấy trộn bằng cánh đảo, thông thường thì các cánh này được lắp chặt trên trục nằm ngang. Những máy trộn ấy làm việc liên tục hay gián đoạn.

Trong những máy trộn làm việc liên tục, các cánh đảo được lắp chặt trên trục theo đường vít, đảm bảo đồng thời khuấy trộn và chuyển dời sản phẩm dọc trục.

Để đảm bảo chất lượng trộn cần thiết, sản phẩm rời trong máy trộn dùng cánh đảo làm việc liên tục, thời gian trộn thích hợp nhất được xác định bằng thực nghiệm phải phù hợp với thời gian chuyển dời sản phẩm trong máy trộn từ chỗ nạp vào đến chỗ tháo ra. Thời gian đó có thể thay đổi bằng cách thay đổi số vòng quay của trục mang cánh đảo cũng như là góc xoáy của cánh đảo đối với trục.

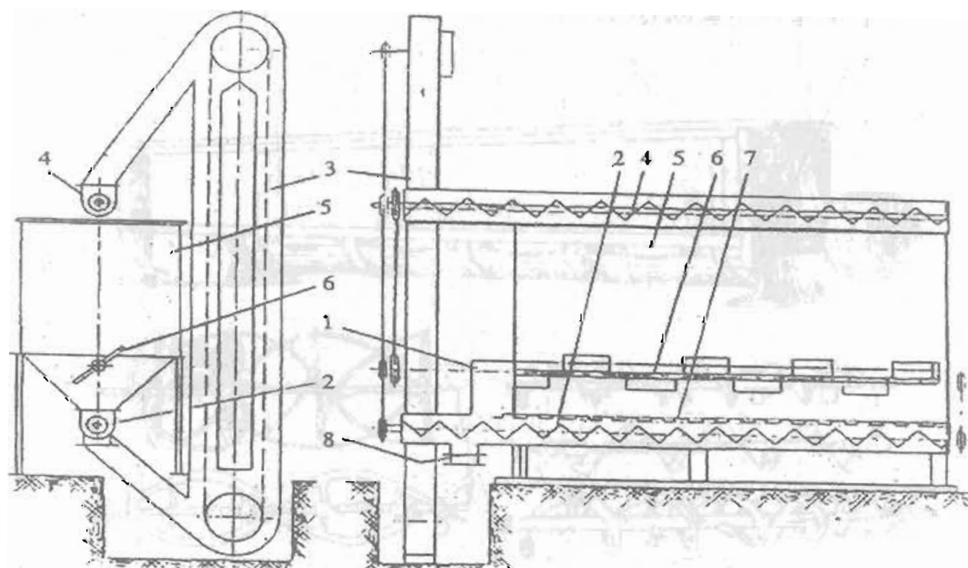
Trong các máy trộn dùng cánh đảo làm việc gián đoạn, sản phẩm thường được trộn bằng các cánh đảo hướng tâm, hơi nghiêng một chút đối với trục quay (hình 8.33). Cách bố trí như thế nào của những bộ phận làm việc đảm bảo quá trình trộn và đồng thời tuần hoàn sản phẩm ở trong máng trộn.

8.3.3 Máy trộn kiểu vít tải

Máy trộn kiểu vít tải có thể làm việc gián đoạn hay liên tục.

Hình 8-12 biểu diễn sơ đồ máy trộn làm việc gián đoạn có trục vít nằm ngang. Trộn trong máy trộn này tiến hành như sau:

Khi đóng cửa van lưới 7 thì thùng chứa 5 qua gầu nạp 1 được đổ đầy các loại sản phẩm rời khác nhau theo thành phần hỗn hợp cho trước. Sau khi kết thúc việc nạp liệu thì van được mở ra và sản phẩm được chuyển dời nhiều lần trong máy trộn bằng cách dùng vít tải dưới 2, nạp nó vào gầu tải 3, từ đó sản phẩm đi vào vít tải phân phối phía trên 4, vít tải này đưa nó vào khoang chứa 5, từ đây sản phẩm tự chảy lại rơi xuống vít tải 2 phía dưới. Sau khi kết thúc quá trình trộn thì hỗn hợp thành phẩm được tháo ra khỏi máy trộn qua ống tháo 8.

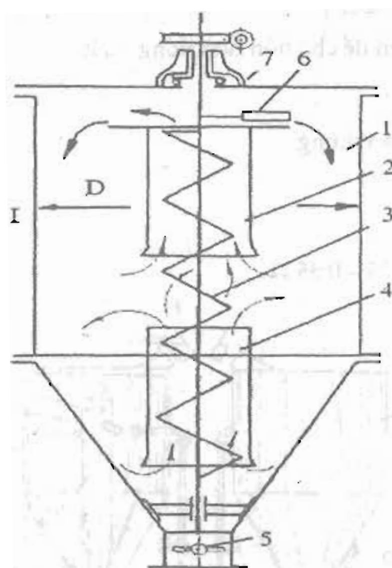


Hình 8.12. Sơ đồ máy trộn kiểu vít tải có trục vít nằm ngang

1. gầu nạp điện; 2. vít tải dưới; 3. gầu tải; 4 vít tải trên; 5. thùng chứa; 6. bộ phận bới lật; 7. van lưới; 8. ống tháo sản phẩm

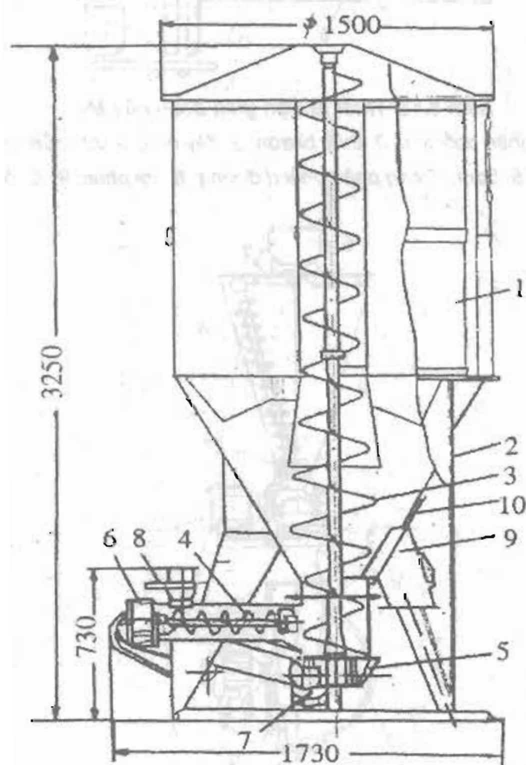
Máy trộn vít tải làm việc gián đoạn có trục vít thẳng đứng được mô tả trên hình 8.13. Sự chuyển động của sản phẩm tháo ở thùng chứa ra qua ống tháo có van.

Kết cấu một số máy trộn dạng này xem ở các hình 8.14; 15; 16; 17; 18.



Hình 8.13. Sơ đồ máy trộn kiểu vít tải có trục vít thẳng đứng

1. thùng chứa; 2. ống trên; 3. trục vít thẳng đứng; 4. ống dưới; 5. van tháo; 6. cánh gạt xuống; 7. bộ dẫn động



Hình 8.14. Máy trộn kiểu vít thẳng đứng làm việc gián đoạn

1. Thân máy; 2. giá máy; 3. vít trộn thẳng đứng; 4. vít cấp liệu; 5. hộp giảm tốc của vít tải cấp liệu; 7. động cơ; 8. tấm chắn điều chỉnh lượng nạp liệu; 9. ống tháo sản phẩm trộn; 10. tấm chắn điều chỉnh thời gian trộn.

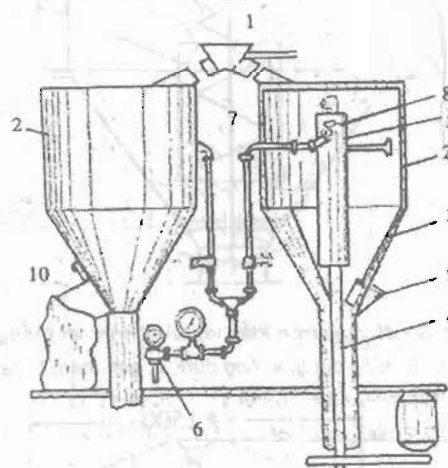
- Thân thùng dày từ 1,5 -2mm
- Tốc độ quay của trục mang cánh vít n = 100-150v/ph
- Dung tích thùng trộn từ 0,5 -2m^3
- Thời gian vật liệu lưu chuyển để cho hỗn hợp đồng nhất

$$\tau = 5\text{-}8 \text{ phút}$$

- Tỷ lệ đường kính và chiều cao thùng

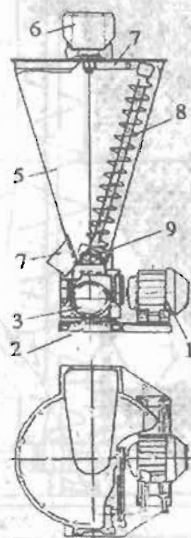
$$\frac{H}{D} = 2 \div 2,5$$

- Đường kính ống xoắn d= 0,25 – 0,35 D



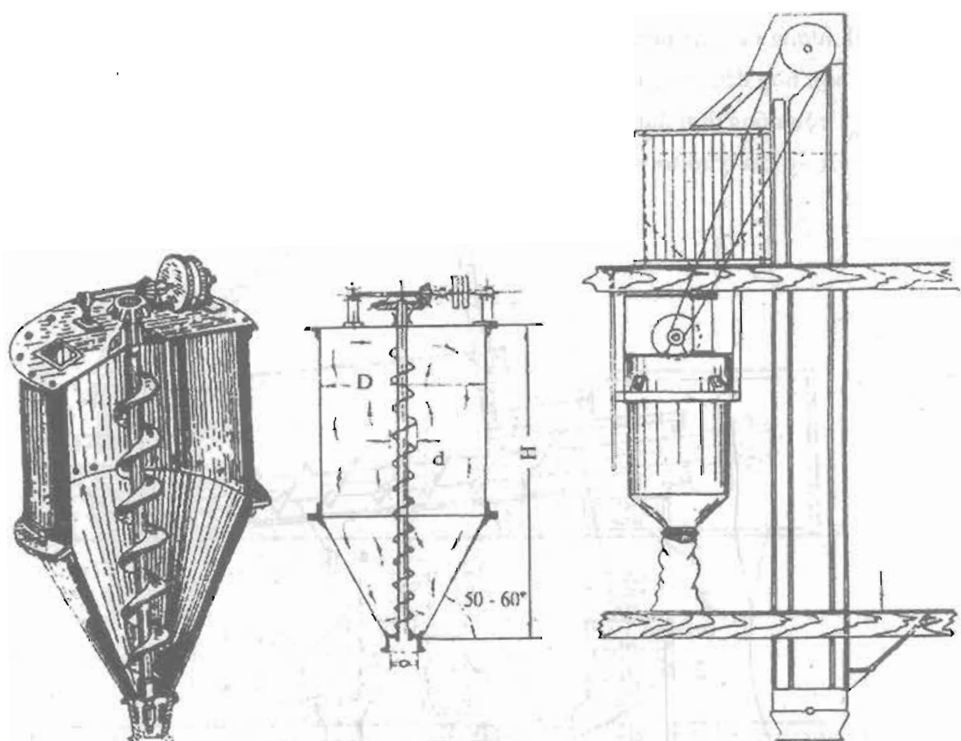
Hình 8.15. Thiết bị trộn gián đoạn của Mỹ

1. thùng phân phối liệu; 2. thiết bị trộn; 3. đáy nón; 4. Vít xoắn thẳng đứng; 5. ống trung tâm; 6. bơm; 7. ống phân phối rỉ đường; 8. vòi phun; 9,10. ống tháo sản phẩm

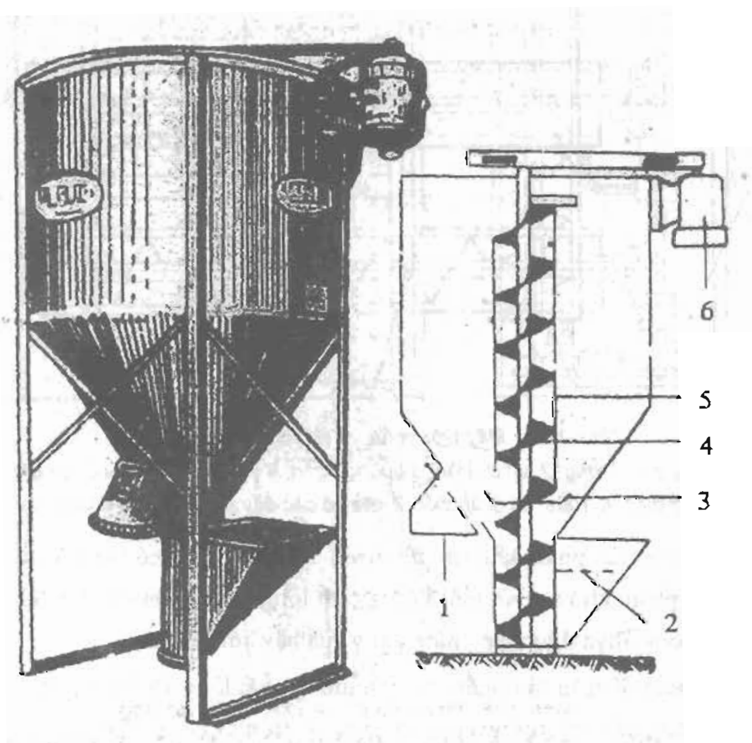


Hình 8.16. Máy trộn có vít xoắn nằm nghiêng

1. môtơ; 2. giá máy; 3. hộp giảm tốc; 4. ống tháo sản phẩm; 5. thùng trộn; 6. môtơ; 7. cơ cấu quay vít theo trục thẳng đứng; 8. vít xoắn; 9. khớp các đăng

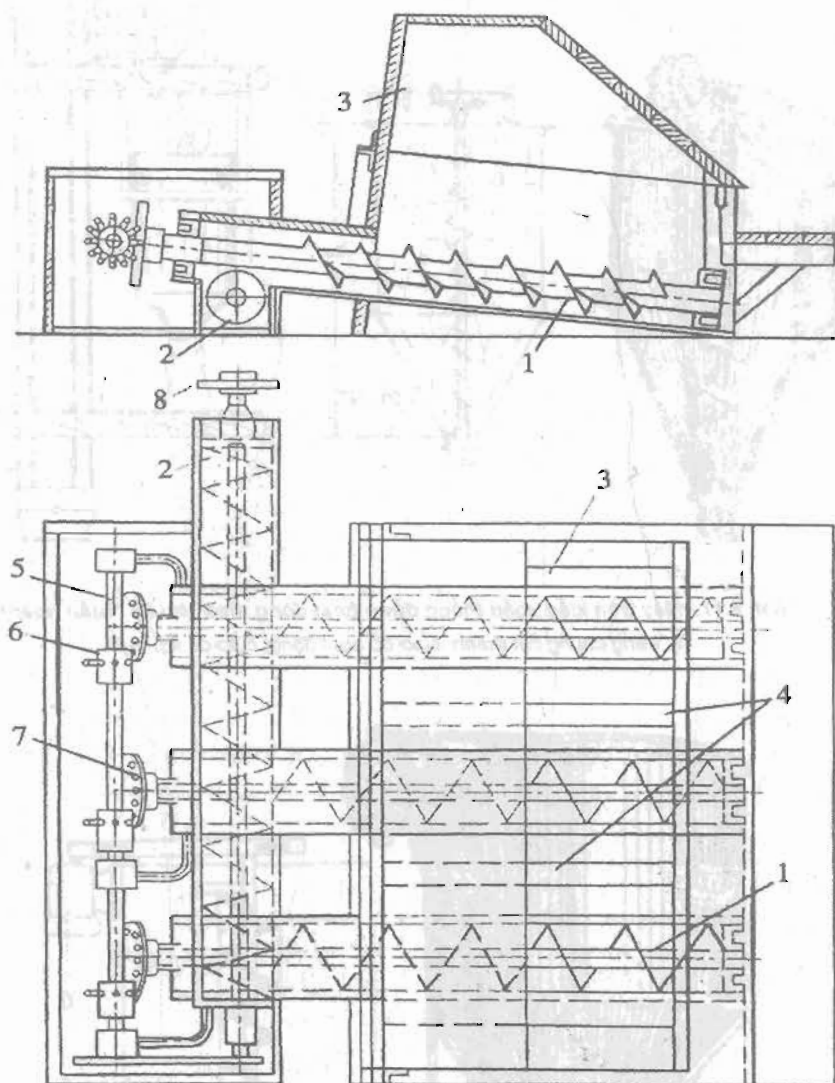


Hình 8.17. Máy trộn kiểu xoắn thẳng đứng hoạt động theo chu kỳ (tuần hoàn)
a. dạng chung cắt thành; b sơ đồ hoạt động; c sơ đồ lắp ráp



Hình 8.18. Dạng chung và sơ đồ của máy trộn có thùng chất ở dưới và ống xoắn kín Holland – Anh

Trên hình 8.19 là cấu tạo của máy trộn kiểu vít tải làm việc liên tục có trục vít nằm nghiêng. Máy trộn gồm các vít tải định lượng nằm nghiêng 1 và vít tải nằm ngang 2. Số vòng quay của vít tải định lượng và do đó thành phần của hỗn hợp đều được thay đổi bằng cách thay đổi tỷ số truyền của cặp ăn khớp đinh chốt. Số loại vật liệu rời đem trộn đồng thời được xác định bằng số buồng ngăn 3, còn số tỷ lệ có thể được của các loại đem trộn - bằng số lượng của tỷ số truyền của cặp ăn khớp đinh chốt.



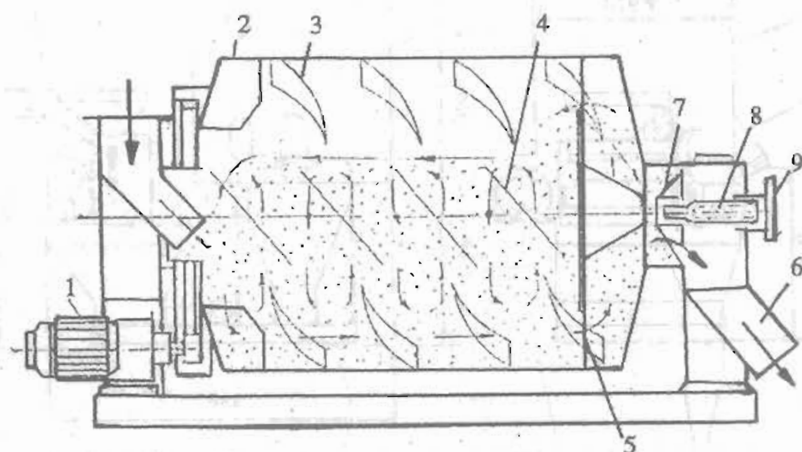
Hình 8.19. Máy trộn kiểu vít tải làm việc liên tục

1. Vít tải định lượng; 2, vít tải trộn; 3 buồng ngăn; 4 vách giữa các buồng ngăn;
5. Trục trung gian; 6. Bánh có đinh chốt; 7. đĩa có các dãy lỗ vòng; 8. đĩa xích dẫn động

Song song với việc trộn sản phẩm khô rời, như trên đã chỉ rõ cũng có thể trộn sản phẩm khô với chất lỏng. Do kết quả trộn sản phẩm khô rời với một lượng chất lỏng không lớn mà một khối rời lại hình thành, trong trường hợp đó sẽ không nhận được sản phẩm dạng vữa hay bột nhão.

Những máy trộn dùng để trộn sản phẩm rời với lượng chất lỏng không lớn thường là thùng quay có cào để làm sạch thành. Trong một vài trường hợp, những máy trộn ấy có vỏ cố định với cánh khuấy cơ khí để trộn khối sản phẩm và làm sạch thành của thân máy.

Hình 8-20 là một kiểu máy trộn cánh vít làm việc liên tục gồm thùng trụ 2 có gắn bánh răng vòng để nhận chuyển động quay từ động cơ 1. Trong thùng có gắn các đoạn cách vít 3 trên thân, có tác dụng vừa đảo trộn vừa vận chuyển nguyên liệu từ phía nạp liệu ra phía tháo sản phẩm.



Hình 8.20. Máy trộn cánh vít làm việc liên tục

1. môtơ; 2. thùng trộn; 3. cánh vít; 4. tấm nghiêng; 5. khe vành khăn; 6. ống tháo sản phẩm; 7. van điều chỉnh; 8. vít điều chỉnh; 9. tay quay

Ngoài ra còn gắn các tấm nghiêng 4 ở vị trí đường tâm thùng. Các tấm nghiêng 4 này có độ nghiêng sao cho khi thùng quay, nguyên liệu đổ lên các tấm nghiêng sẽ trượt về phía ngược với hướng vận chuyển của các cánh vít để tạo nên sự đảo trộn tích cực với đường đi vòng vèo nhiều lần của nguyên liệu trong thùng trộn. Phần cuối thùng có đặt tấm chắn với khe vành khăn 5 để nguyên liệu chui sang ngăn tháo liệu. Tại đây có van côn điều chỉnh 7 di chuyển theo phương trục thùng nhờ vít 8 và tay quay 9. Dùng tay quay 9, vít 8 và van điều chỉnh 7 để điều chỉnh năng suất của máy cũng có nghĩa là điều chỉnh lượng sản phẩm thu được, thời gian đảo trộn và hiệu suất trộn. Máy này do nhà máy Miac của Đức sản xuất có hiệu quả trộn cao.

Ngoài ra, cũng thuộc loại máy trộn vít còn có máy trộn gồm hai trục gắn các cánh đảo tạo thành hai đường xoắn lồng vào nhau, làm việc liên tục với năng suất với năng suất 12,5 – 25T/h, số vòng quay của hai trục là 180v/ph, công suất của máy tới 15 kW.

Trên hình 8.21 là tổ hợp máy nghiền trộn của hãng HIMEL CHLB Đức.

Tổ hợp máy nghiền trộn trục vít được lắp chung trên một khung nên nhỏ gọn dễ vận chuyển tiêu hao điện năng thấp.

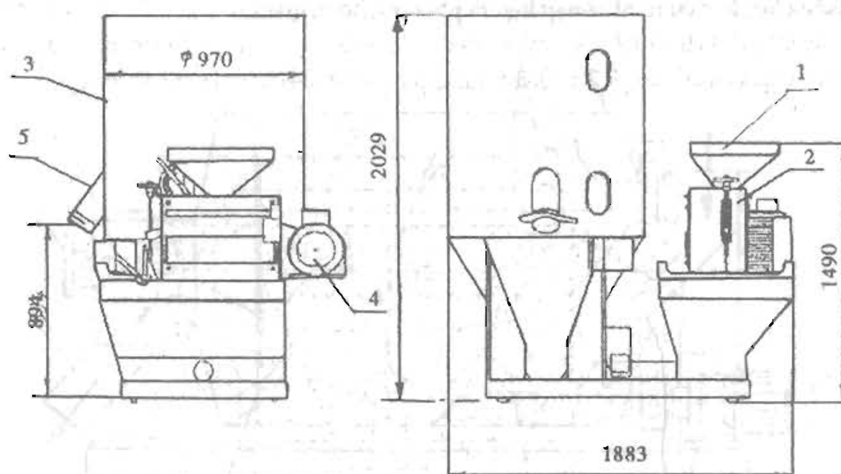
Quá trình làm việc: nguyên liệu được chuyển đến máy trộn qua các đầu cân điện tử lắp dưới chân máy trộn sẽ xác định khối lượng chính xác của mẻ trộn với độ chính xác 1: 100.000, thức ăn thành phẩm sẽ được đảm bảo chính xác về mặt thành phần.

Trung bình thời gian trộn một mẻ hết 5 ÷10 phút. Sau khi trộn xong mở ống tháo liệu đưa thành phẩm ra ngoài.

Động cơ điện của máy trộn 2,2kv, số vòng quay 1500v/ph. Đường ống tháo liệu 150mm, thùng trộn có vít trộn thẳng đứng. Dung tích buồng trộn 1500kg.

Máy có thể sử dụng ở các địa phương. Tiếng ồn và bụi được hạn chế tối đa. Năng suất và giá cả phù hợp với quy mô nhỏ.

Trong quá trình sản xuất, nguyên liệu chính được đổ vào phễu máy nghiền còn các vitamin, khoáng chất được đổ trực tiếp vào phễu buồng trộn.

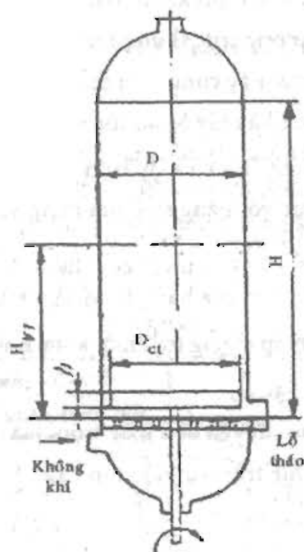


Hình 8.21. Tổ hợp nghiền trộn thức ăn gia súc của hãng HIMEL (Đức)
1. phễu vào liệu; 2. máy nghiền; 3. thùng trộn; 4. động cơ; 5. phễu ra Sản phẩm

8.4. MỘT SỐ LOẠI MÁY TRỘN KHÁC

8.4.1 Máy trộn tầng sôi

Máy trộn tầng sôi làm việc nhờ luồng khí thổi từ ngoài vào với sự hỗ trợ của cánh đảo (hình 8.22)

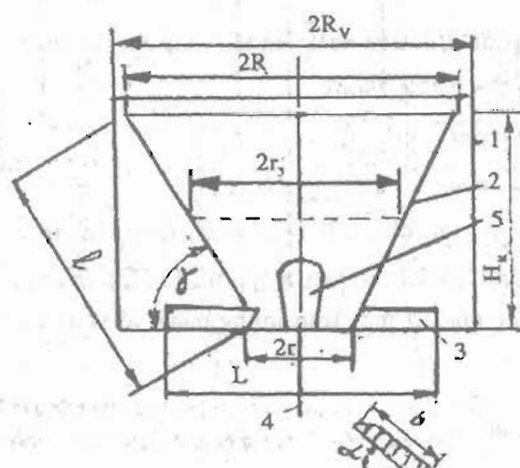


Hình 8.22. Máy trộn tầng sôi

Cánh đảo rất quan trọng khi hỗn hợp có cấu trúc đa phân tán và đường kính hạt nhỏ (khoảng 20÷30µm). Máy trộn tầng sôi thích hợp để trộn các vật liệu có độ phân tán và độ mịn cao khi cần thực hiện các quá trình công nghệ kèm theo có liên quan tới pha khí sấy, chuyển khối, vo viên vv… Máy có thể làm việc liên tục hoặc gián đoạn. Thời gian khuấy trộn tối ưu khoảng 1,5 - 5 phút.

8.4.2 Máy trộn ly tâm

Cấu tạo máy trộn ly tâm (hình 8.23) gồm vỏ 1 bất động, roto 2 hình nón cụt có gắn các cánh trộn 3 và có các lỗ vào cửa thông liệu 5. Roto được dẫn động nhờ trục 4. Trong quá trình làm việc, nhờ rôto quay, vật liệu chịu tác dụng của lực ly tâm sẽ dịch chuyển từ đáy lên miệng roto rồi rơi vào vỏ dưới tác dụng của cánh trộn 3 vật liệu lại được đưa vào roto qua cửa thông liệu 5. Quá trình tiếp tục như thế cho tới khi đạt được yêu cầu.



Hình 8.23. Máy trộn ly tâm

Ngoài ra trong thực tế người ta sử dụng nhiều loại máy trộn khác nhau như loại máy trộn cơ cơ cấu trộn tua bin, cơ cấu trộn đĩa hoặc loại máy trộn hai vít tải nằm ngang nối tiếp nhau. Để thực hiện quá trình nghiền trộn người ta có thể dùng máy nghiền quả lăn (có cánh trộn) kiểu "Begun".

8.5. CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY TRỘN

8.5.1. Kích thước

Đối với máy trộn nằm ngang, các kích thước của máy thường được sử dụng như sau: Đường kính cánh trộn $d_t = (0,95\text{-}0,98)D$; bước xoắn cánh trộn $t = (0,8\text{-}1,2)d_t$; chiều cao lớp vật liệu trộn $Hvl = (0,7\text{-}0,8)d_t$; chiều cao thùng trộn $H = (1,2\text{-}1,5)D$; chiều dài thùng trộn $L = (2\text{-}3)D$.

Tỷ lệ thích hợp giữa chiều dài L và đường kính D của thùng trộn cho ở bảng 8.1.

Bảng 8.1

Các máy trộn	Hệ số đầy φ_d	Tỷ số giữa chiều dài và đường kính L/D	Số vòng quay n trong 1 phút (D,d_t tính bằng m)
Thùng hình trụ			
Trục ngang	0,35 – 0,50	1-1,5	$\frac{15-25}{D}$
Trục chéo	0,35 – 0,50	1-1,5	
Chữ V	0,3-0,4	1,5-2	
Trộn cánh gián đoạn	0,3-0,4	2-2,5	$\frac{10-20}{d_t}$
Trộn vít tải liên tục	0,3-0,4	5-25	$\frac{20-40}{d_t}$
Trộn ly tâm	0,5-0,75	1,8-2	400-800
Trộn lớp sôi có cánh đảo	0,2-0,4	3-5	20-60

8.5.2 Số vòng quay của máy trộn

Do nguyên lý làm việc để đảm bảo quá trình trộn, mỗi loại máy trộn chỉ hoạt động với số vòng quay nhất định.

$$n = \frac{V}{d_t}, \quad v/ph \tag{8.1}$$

Trong đó: V- vận tốc đầu nút cánh trộn hoặc vận tốc vòng của thùng quay, m/ph

Với máy trộn thùng quay V ≈ 0,75-1,25m/s

Với máy trộn cánh V = 0,5-1m/s

Với máy trộn vít tải V = 1-2m/s

D_t - đường kính vòng đầu mút của các cánh trộn (đường kính cánh trộn), m

Sau khi thay các giá trị vân tốc đầu mút vào công thức (8.1) ta sẽ có các số vòng quay thích hợp của máy trộn (cho ở bảng 8.1). Riêng đối với máy trộn thùng quay, số vòng quay cần được kiểm tra lại theo công thức:

$$n_{giới\ hạn} = \frac{30}{\sqrt{R}}; \ v/ph \tag{8.2}$$

8.5.3 Thời gian trộn

Thời gian trộn τ_t là yếu tố quyết định đến chất lượng sản phẩm. Nó phụ thuộc vào một loạt yếu tố như: cấu trúc và hình học của máy trộn (hệ số hình dạng máy trộn k', đường kính trộn d_t, đường kính D và chiều dài L của thùng trộn...) các tính chất của vật liệu (khối lượng riêng ρ_x, cấu trúc lớp hạt $q_{(d)}$, nồng độ hạt x_i, ...), số vòng quay của máy n và được xác định theo công thức:

$$\tau_t = Kn^{-1}, \quad ph \tag{8.3}$$

Trong đó:

K- hằng số thực nghiệm, K =f (k',dt , D, L, Px, $q_{(d)}$, Xi...)

Đối với máy trộn thùng quay	K= 200-300
Với máy trộn cánh	K= 300-400
Với máy trộn vít tải	K= 200-300

n- số vòng quay, v/ph

8.6. TÍNH TOÁN CÁC MÁY TRỘN SẢN PHẨM RỜI

8.6.1. Tính toán máy trộn kiểu thùng quay

8.6.1.1. Xác định thời gian trộn

Nhiều nghiên cứu đã chỉ rằng, khi trộn sản phẩm rời bằng cách nhiều lần chuyển dời chúng trong thùng chứa, chất lượng trộn xấu đi sau một số lần đảo trộn (chu trình) xác định và hỗn hợp coi như chia loại lại và phân tán ra từng phần như thành phần ban đầu của nó. Vì vậy, đối với mỗi sản phẩm rời với một loại máy trộn xác định, đã được xác định bằng thực nghiệm số lần chuyển dời thích hợp nhất của sản phẩm trong thùng chứa, đảm bảo đảo trộn tốt nhất phù hợp với quá trình công nghệ. Nếu ký hiệu m là số lần chuyển dời

của sản phẩm trong thùng quay đảm bảo quá trình trộn đã biết, và qua n là số vòng quay của thùng trong một phút thì thời gian trộn cần thiết để trộn sản phẩm trong máy trộn kiểu thùng quay có thể xác định theo công thức:

$$t_{tr} = \frac{2\pi m}{\omega}, \quad \varphi \tag{8.4}$$

hay $$t_{tr} = \frac{m}{n}, \quad \text{phút}$$

Trong đó

ω - Tốc độ góc rad/s

m- số lần trộn của khối sản phẩm sau một vòng quay của thùng được xác định ở phần dưới.

Thời gian trộn (t_{tr}) có thể xác định theo công thức trên (8.4)

Vận tốc máy trộn thùng quay V= 0,75-1,25m/s.

8.6.1.2. Số vòng quay của thùng

Số vòng quay của thùng được xác định theo công thức ở bảng (8.1)

$$n = \frac{15-25}{d}, \quad \text{v/ph} \tag{8.5}$$

Số vòng quay này cần được kiểm tra lại để đảm bảo tất cả vật liệu được đảo trộn. Thực tế cho thấy rằng khi thùng quay quay, hạt vật liệu cũng quay theo và chịu một lực ly tâm:

$$F_{lt} = m\omega^2 R = m\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R$$

đồng thời hạt lại chịu tác dụng của lực trọng trường

$$G = mg$$

Khi giá trị của hai lực này bằng nhau (hoặc lực ly tâm lớn hơn) hạt sẽ vượt qua được vị trí A cao nhất của thùng và không rơi xuống nữa nên vật liệu sẽ không được đảo trộn (hình 8.24). Vận tốc ứng với trường hợp này là vận tốc giới hạn và được xác định (xuất phát từ điều kiện $F_{lt} = G$

$$m\omega^2 R = mg \rightarrow m\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R = mg$$

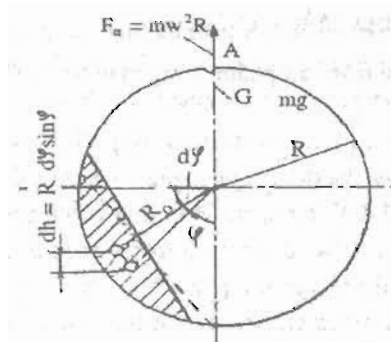
và $$n_{gh} = \frac{42}{\sqrt{D}}; \quad \text{v/ph} \tag{8.6}$$

Trong đó: R- bán kính thùng, m.

Số vòng quay tính theo công thức (8.5) phải nhỏ hơn n_{gh} và tốt nhất là chỉ bằng (0,5-0,7) n_{gh}. Đôi khi giá trị này cũng được chọn làm số vòng quay làm việc của thùng n_{lv}:

$$n_{lv} = (0,5-0,7)n_{gh} = \frac{15-21}{\sqrt{R}} \quad ; \text{ v/ph} \tag{8.7}$$

Thời gian trộn của máy trộn thùng quay xác định theo công thức (8.4)



Hình 8.24.

Nếu máy trộn thùng quay làm việc liên tục và để đảm bảo thời gian trộn thì thùng quay phải có chiều dài là:

$$L = k.m.D.tg\alpha, \quad (m) \tag{8.8}$$

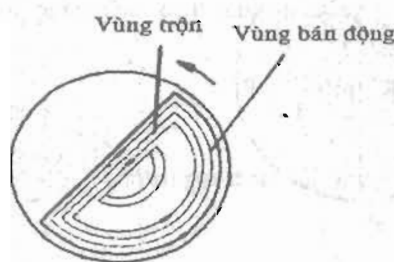
Trong đó:

α – góc nghiêng của thùng so với phương ngang

k - hệ số; k = 200-300

m - tỷ số giữa chu vi tiết diện viên phân vật liệu (hình 8.25) và chu vi tiết diện thùng

8.6.1.3 Năng suất máy trộn



Hình 8.25.

Năng suất máy trộn thùng quay có thể tính theo công thức:

$$Q = \frac{V.\rho.60}{t_{tr} + t_n + t_{th}}, \ kg/h \tag{8.9}$$

Trong đó:

V- thể tích mà sản phẩm chiếm chỗ trong thùng quay, m^3;

ρ - khối lượng thể tích hỗn hợp, kg/ m^3;

t_t - thời gian cần thiết để trộn sản phẩm, ph;

t_n - thời gian cần thiết để nạp liệu vào thùng quay, ph

t_{th} - thời gian cần thiết để tháo sản phẩm ở thùng quay ra, ph;

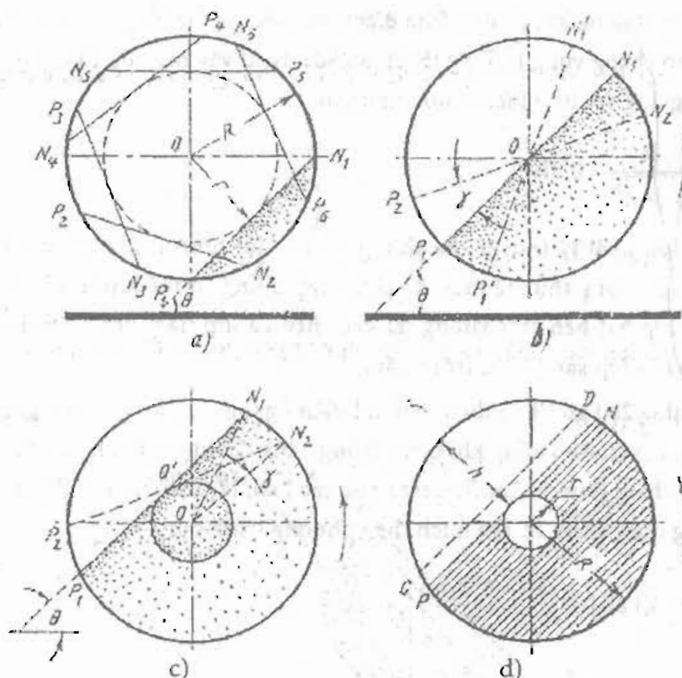
Thay vào phương trình (8-9) thời gian cần thiết để tháo trộn sản phẩm t_{th} được:

$$Q = \frac{V.\rho.60}{\frac{m}{n} + t_n + t_{th}} \quad kg/h \tag{8.10}$$

8.6.1.4 .Số lần trộn và hệ số chứa đầy của thùng

Nhiều nghiên cứu đã cho thấy rằng, nếu bỏ qua sự bám của hạt sản phẩm thì có thể thấy rõ mức chứa lớn nhất của thùng, đảm bảo hoàn toàn đảo trộn được sản phẩm khi thùng quay.

Qua các sơ đồ so sánh trên hình 8.26a;b;c;d có thể thấy rằng số lần trộn hay số lượng trung bình của hạt sản phẩm được trộn sau một vòng quay của thùng tỷ lệ nghịch với mức độ chứa của thùng. Nếu như trên mặt cắt ngang của thùng (hình 8.26a) ta cố định tất cả các vị trí thẳng PN, giới hạn lớp sản phẩm, thì sau một vòng quay của thùng từ điểm giữa hình vẽ sẽ tạo được vòng tròn bán kính r, không gian vành khăn V_k, tạo bởi hình trụ bán kính r và thân thùng là thể tích của sản phẩm được đảo trộn sau một vòng quay. Trong thời gian thùng quay để trộn, các hạt sản phẩm riêng biệt di chuyển theo các đường khác nhau phụ thuộc vào vị trí ban đầu của chúng ở trong đống sản phẩm.



Hình 8.26. Các sơ đồ chuyển động của sản phẩm rời khi quay thùng

Nếu ta chú ý đến một đường trung bình nào đó của hạt thì số lần trộn m của khối sản phẩm sau một vòng quay thùng có thể tìm được bằng tỷ lệ của thể tích không gian vành khăn V_k đối với thể tích sản phẩm V:

$$m = \frac{V_k}{V} = \frac{\left(\pi R^2 - \pi r^2\right)L}{\psi \pi R^2 L} = \frac{R^2 - r^2}{\psi R^2} \tag{8.11}$$

Trong đó:

L - chiều dài phần chứa hạt trong thùng

Ψ - mức đổ đầy sản phẩm trong thùng.

Khi mức chứa đầy thùng là 50%, rõ ràng sau một vòng quay thì các hạt được chuyển động hai lần, bởi vì r = 0 còn Ψ = 0,5. Trên hình 8.26b cũng như vậy: khi thùng quay đi một góc γ, các hạt sản phẩm trong hình quạt N_1ON_1 được nâng lên cao hơn mặt phẳng dốc tự nhiên P_1N_1 đổ xuống dưới và chiếm vị trí hình quạt P_1OP_2, sự cân bằng bị phá vỡ lại được phục hồi. Bởi vậy khi quay thùng đi 180° thì tất cả các hạt sản phẩm được chuyển động một lần, còn khi đi 360° thì được hai lần.

Khi mức chứa đầy thùng trên 50% thể tích, thì ở tâm của nó tạo nên một vùng cố định (hình 8.24c), khi tăng mức độ đầy của thùng từ 50-100% thì vùng cố định đó tăng 0-100% thể tích thùng, còn khả năng đảo trộn sản phẩm nằm trong khoang vành khăn tạo ra do thành thùng và khu vực cố định sẽ giảm từ 2 đến 0, nghĩa là phương trình có dạng sau:

$$m = \frac{V_k}{V - V_{cd}} = \frac{\left(\pi R^2 - \pi r^2\right)L}{\left(\psi\pi R^2 - \pi r^2\right)L} = \frac{R^2 - r^2}{\psi R^2 - r^2} \qquad (8.12)$$

Trong đó:

V_{cd} - thể tích khu vực cố định

Để tránh tạo ra vùng ứ đọng khi thùng chứa đầy trên 50%, có thể lồng vào tâm của thùng một ống lót hình trụ rỗng, có kích thước bằng vùng ứ đọng (hình 8.25d). Như vậy mức độ lớn nhất trong điều kiện trộn sản phẩm hoàn toàn tương ứng với tỷ lệ kích thước như sau:

$$r = \frac{R}{\sqrt{1+\pi^2}} \approx 0{,}3R \qquad (8.13)$$

Mức độ chứa đầy lớn nhất lý thuyết của thùng có ống lót hình trụ sẽ bằng 59,81% hay lấy tròn là 60% toàn bộ thể tích thùng. Trong thực tế mức độ chứa đầy thùng có thể lớn hơn chút ít, do lực móc giữa các hạt sản phẩm, bởi vì lớp hạt bên trôi xuống lại kéo theo cả lớp nằm bên dưới làm độ đầy của thùng tăng thêm bằng chiều cao của lớp sản phẩm trôi xuống.

Đường PN trên hình 8.26d giới hạn diện tích tiết diện ngang của sản phẩm ở mức chứa đầy lý thuyết, còn diện tích GDNP là lớp hạt trườn xuống khi quay thùng bằng đại lượng mà mức chứa đầy lý thuyết có thể tăng được. Với nhiều sản phẩm thực phẩm (hạt ngũ cốc các loại, tấm, mầm, hạt đại mạch) chiều dày h của lớp trôi xuống trong thùng quay chậm có thể thích theo phương trình sau:

$$h = \ell\left[0{,}12 - 0{,}01\ell g\left(\frac{g\ell^3.f.\delta}{P}\right)\right], \quad m \qquad (8.14)$$

Trong đó:

L - chiều dài cung CD, m;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

f - Hệ số ma sát

δ - Trọng lượng riêng của hạt, N/m^3(KG/m^3)

p - Lực tác dụng lên hạt ở thời điểm ban đầu, N (kg)

Mức độ chứa đầy của thùng khi nạp và tháo sản phẩm liên tục có thể tính gần đúng theo phương trình.

$$\varphi = \frac{V_n + V_t}{2V_{thg}} \cdot \frac{\mathcal{T}}{60} \cdot 100\% \qquad (8.15)$$

Trong đó:

V_n- thể tích sản phẩm nạp vào thùng trong thời gian 1 giờ, m^3;

V_t – Thể tích sản phẩm tháo ở thùng ra trong một giờ, m^3;

V_{thg} – Thể tích bên trong của thùng, m^3;

$\mathcal{T}$ - Thời gian sản phẩm lưu lại trong thùng, phút.

Thời gian lưu sản phẩm ở trong thùng $\mathcal{T}$ phải tương ứng với quá trình công nghệ đã biết (nảy mầm, sấy sản phẩm ẩm...). Thời gian đó phải lệ thuộc vào tất cả những yếu tố, xác định tốc độ chuyển động của hạt dọc trục thùng quay: góc nghiêng của thùng đối với mặt phẳng ngang, số vòng quay của thùng, cấu tạo của lớp đệm và các bộ phận đỡ. Ví dụ như quá trình nảy mầm hạt trong thùng kéo dài từ 6 đến 8 ngày đêm, còn sấy hạt hướng dương trong máy sấy thùng quay hai đường vít xoắn thì chỉ kéo dài tất cả khoảng 20 phút.

Nghiên cứu chuyển động của vật liệu rời trong thùng quay nghiêng đã cho phép nêu ra sự phụ thuộc của tốc độ trung bình vận chuyển sản phẩm rời vào thùng quay nằm nghiêng (A.P.Vorochilov).

$$U = D\frac{2\sin^2\frac{\beta}{2}}{3\psi}.\frac{\sin\Phi}{\sqrt{\sin^2\theta - \sin^2\Phi}}.n, \quad m/ph \tag{8.16}$$

Trong đó: β – góc tâm;

ψ – hệ số đầy của thùng;

ϕ – Góc nghiêng của thùng đối với mặt phẳng ngang;

θ – Góc nghiêng tự nhiên của sản phẩm rời.

Khi mức độ chứa đầy nhỏ thì bán kính quỹ đạo của hạt gần bằng của thùng ($r \approx R$) và chiều dày của lớp sẽ không đổi theo tất cả chiều dài của thùng ($\varphi = 0$); khi đó thời gian lưu hạt trong thùng có thể tìm theo phương trình sau:

$$\mathcal{T} = \frac{L}{U} = \frac{L\sin\theta}{2.\pi.n.R.\Phi}, \quad ph \tag{8.17}$$

Trong đó: L - Chiều dài thùng

Xaimen đưa ra phương trình để tính năng suất theo thể tích với thùng có mức chứa đầy lớn:

$$Q = U.F = \frac{4\pi n}{3}\left(\frac{\Phi + \varphi\cos\theta}{\sin\theta}\right)\left(R^2 - r_0^2\right)^{\frac{3}{2}} \tag{8.18}$$

Trong đó:

F- Diện tích tiết diện ngang của lớp sản phẩm;

r_0- Bán kính quỹ đạo vòng nhỏ nhất của hạt ở trong lớp hạt.

8.6.1.5. Xác định công suất cần thiết

Công suất cần thiết để cho máy trộn kiểu thùng quay làm việc được xác định theo công thức:

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad kW \tag{8.19}$$

Trong đó:

N_1 – công suất cần thiết để khắc phục ma sát trong các ổ trục của máy trộn, kW;

N_2 – công suất cần thiết để khắc phục trọng lực của sản phẩm để nâng nó trong thùng đến góc rơi tự nhiên, kW;

N_3 – công suất cần thiết để nâng sản phẩm ở trong thùng cao hơn góc rơi tự nhiên đến khi nó đổ xuống, có nghĩa là để trộn sản phẩm kW.

Xác định công suất cần thiết để khắc phục ma sát trong các ổ trục.

Trên hình 8.27 là sơ đồ tính toán đối với máy trộn mà thùng quay của nó tựa trên các con lăn chạy. Trở lực ma sát trong các ổ trục của máy trộn kiểu thùng quay này gồm có trở lực ma sát lăn của các vành đai thùng trên các con lăn đỡ P' và trở lực ma sát trượt của ngỗng trục các con lăn đỡ trong ổ trục P".

Lực ma sát P' của các vành đai trên con lăn được xác định bằng phương trình:

$$P' = \mu \frac{P_1}{r_{cl}}.i, \qquad N(kG) \tag{8.20}$$

Trọng đó:

P_1 – Phản lực tại con lăn đỡ, N (kG);

μ - hệ số ma sát lăn của vành đai với con lăn;

r_{cl} - bán kính con lăn, m;

i – số lượng con lăn đỡ.

Phản lực con lăn đỡ xác định xuất phát từ trọng lực (trọng lượng) của thùng có chứa sản phẩm trộn G và góc α giữa hướng phản lực và hướng thẳng đứng (hình 8.27).

Chiếu các lực tác dụng lên trục thẳng đứng, ta có phương trình:

$$G - iP_1\cos\alpha = 0 \tag{8.21}$$

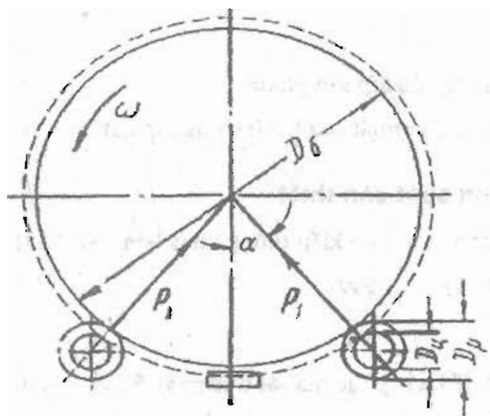
Từ đó: $$P_1 = \frac{G}{i\cos\alpha}, \qquad N(kG) \tag{8.22}$$

Công lăn trong một vòng quay của thùng:

$$T' = P'\pi D_v = \mu \frac{P_1}{r_{cl}} i\pi D_v$$

$$T' = 2\pi \frac{D_v}{D_{cl}}.P_1.\mu.i, \qquad J(kGm)$$

Trong đó: D_v – đường kính vành đai của thùng, m.



Hình 8.27. Sơ đồ tính toán để xác định công suất cần thiết để khắc phục trở lực trong ổ trục của máy trộn thùng quay

Công suất cần thiết để khắc phục ma sát lăn của vành đai thùng trên con lăn bằng: hệ SI

$$N' = \frac{T'\omega}{2\pi.1000} = \frac{D_v.P_1.\mu.i.\omega}{D_{cl}.1000} \qquad (Kw)$$

hay

$$N' = \frac{T'n}{60.102} = \frac{2\pi D_v P_1 \mu.i.n}{D_{cl}.60.102} = \frac{D_v.P_1.\pi.i.n.\mu}{D_{cl}.60.30}, \quad KW \tag{8.23}$$

Trong đó:

n- số vòng quay của thùng trong một phút;

ω- tốc độ góc rad/s.

Lực ma sát trượt P" của ngỗng trục của các con lăn đỡ trong ổ trục có thể xác định theo công thức:

$$P'' = P_1.f.i\frac{D_v}{D_{cl}}, \quad N(KG) \tag{8.24}$$

Trong đó:

f- hệ số ma sát trượt trong ngỗng trục của các con lăn đỡ.

Công ma sát trượt của các con lăn đỡ trong ổ trục sau một vòng quay của thùng:

$$T'' = P''.\pi D_{ng} = \pi D_g \frac{D_v}{D_{cl}} P_1.f.i\ , \ J(kGm) \tag{8.25}$$

Trong đó:

D_{ng} – đường kính ngỗng trục của con lăn đỡ, m.

Công suất cần thiết để khắc phục ma sát trươt trong ngỗng trục của các con lăn đỡ bằng:

Hệ SI: $$N'' = \frac{D_v.D_{ng}.P_1.f.i.\omega}{D_{cl}.2000}, \quad kW$$

Hay $$N'' = \frac{T''n}{60.102} = \frac{\pi.D_{ng}.D_v.f.i.n.P_1}{D_{cl}.6120}, \quad kW \tag{8.26}$$

Công suất chung cần thiết để khắc phục trở lực ma sát lăn của vành đai trên các con lăn đỡ và trở lực ma sát trượt trong ngỗng trục các con lăn đỡ bằng:

$$N_1 = N' + N''$$

Nếu như thùng của máy trộn không tựa trên các con lăn đỡ như ở trong trường hợp đã nghiên cứu mà tựa trên trục nằm ngang, thì công suất cần thiết để khắc phục ma sát trong các ổ trượt của trục đó có thể xác định theo:

Hệ SI.: $$N_1 = \frac{(G_{th} + S_{sp}).\mu.r_{ng}.\omega}{1000}, \quad KW$$

Hay $$N_1 = \frac{(G_{th} + G_{sp}).\mu.r_{ng}.\omega}{102} \tag{8.27}$$

Trong đó:

G_{th} – trọng lượng của thùng không có sản phẩm, KG;

G_{sp} – trọng lượng sản phẩm trong thùng, KG;

$$G = G_{th} + G_{sp}$$

μ - hệ số ma sat trượt;

r_{ng} – bán kính ngỗng trục của thùng, m;

ω - tốc độ góc quay của thùng, rad/s.

Xác định công suất cần thiết để nâng sản phẩm trong thùng đến góc rơi tự nhiên

Từ sơ đồ tính toán chỉ dẫn trên hình 8.28 ta thấy rằng công suất cần để nâng sản phẩm đến góc rơi tự nhiên, có thể xác định theo công thức:

Hệ SI $$N_2 = \frac{G_{sp}.h}{1000.t} \quad kW$$

Hay $$N_2 = \frac{G_{sp}.h}{102t} \quad kW \tag{8.28}$$

Trong đó:

h- chiều cao nâng sản phẩm tính bằng mét từ vị trí nằm ngang đến góc rơi tự nhiên;

ψ- Góc rơi tự nhiên của sản phẩm, rad; φ = ψ

t – Thời gian nâng sản phẩm lên độ cao h, s.

Chiều cao nâng sản phẩm thùng đến góc rơi tự nhiên bằng:

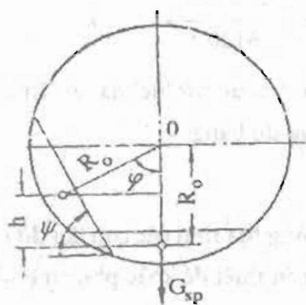
$$H = R_0 - R_0.\cos\varphi = R_0.(1-\cos\varphi) \tag{8.29}$$

Trong đó:

R_0- khoảng cách từ đường trục quay đến trọng tâm sản phẩm, m; khi quay thùng đến góc ψ đại lượng R_0 không thay đổi.

Thời gian t nâng sản phẩm lên độ cao h:

$$t = \frac{\psi}{\omega}, \quad s \tag{8.30}$$



Hình 8.28. Sơ đồ tính toán để xác định công suất cần để nâng sản phẩm trong thùng đến góc rơi tự nhiên

Thay trị số h từ công thức (8.29) và (8.30) vào phương trình (8.28) được:

$$N_2 = \frac{G_{sp}.R_0.(1-\cos\varphi)\omega}{1000\psi}, \quad kW \tag{8.31}$$

Hay

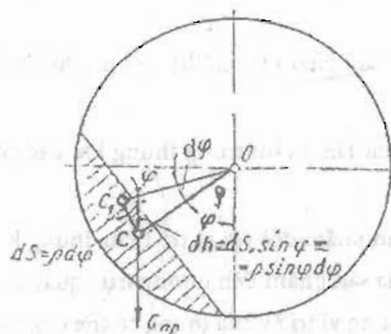
$$N_2 = \frac{G_{sp}.R_0.(1-\cos\varphi)\omega}{102\psi}, \quad kW \tag{8.32}$$

Đối với máy trộn kiểu thùng quay làm việc liên tục, công suất cần thiết để nâng sản phẩm đến góc tự nhiên có thể bỏ qua.

Xác định công suất cần thiết để nâng sản phẩm trong thùng cao hơn góc rơi tự nhiên đến khi đổ sản phẩm xuống (đảo trộn).

Để xác định công suất cần thiết để đảo trộn sản phẩm rời trong thùng, ta tìm công nâng sản phẩm cao hơn góc rơi tự nhiên: vì từ thời điểm vượt qua góc rơi tự nhiên thì sản phẩm trong thùng mới bắt đầu đổ xuống; ta hãy xét công rất nhỏ dùng để trộn sản phẩm khi thùng quay được một góc vô cùng bé dφ.

Chú ý rằng tất cả trọng lực của sản phẩm G_{sp} đều tập chung ở trọng tâm của nó, vị trí nằm trong tọa độ độc cực được xác định bằng bán kính véc tơ và góc quay của thùng φ (hình 8.29).



Hình 8.29. Sơ đồ tính toán dùng xác định công suất cần thiết để trộn sản phẩm trong thùng

Giả thiết rằng sau một thời gian dt thùng được quay một góc dφ và trọng tâm sản phẩm dời chỗ từ điểm c đến điểm c_1 đi qua đoạn đường ds. Trong trường hợp đó trọng tâm của sản phẩm được nâng một độ cao dh sau một thời gian độ cao dh có thể xác định từ biểu thức:

$$dh = ds.\sin\varphi$$

Nhưng ds = ρdφ coi như là cung của góc tâm.

Bởi vậy: $$dh = \rho\sin\varphi d\varphi \quad (8.33)$$

Trong đó:

ρ- khoảng cách từ đường trục quay của thùng đến trọng tâm của sản phẩm, m (véc tơ bán kính);

φ – góc quay do véc tơ bán kính ρ với trục đối xứng thẳng tạo thành.

Công suất nhỏ dl để nâng sản phẩm đến độ cao dh bằng:

$$dl = G_{sp}.dh = G_{sp}.\rho\sin\varphi d\varphi \quad (8.34)$$

Công suất cần thiết để dời chỗ sản phẩm trong thùng bằng:

$$N_3 = \frac{dl}{dt} = G_{sp}.\frac{\rho.\sin\varphi.d.\varphi}{dt} \quad (8.35)$$

Vì dφ/dt = ω nên

$$N_3 = G_{sp}.\rho\frac{\omega\sin\varphi}{1000}, \quad kW \quad (8.36)$$

Hay

$$N_3 = G_{sp}.\rho\frac{\omega\sin\varphi}{102}, \quad kW \quad (8.37)$$

Trong đó: ω – vận tốc góc quay của thùng, rad/s.

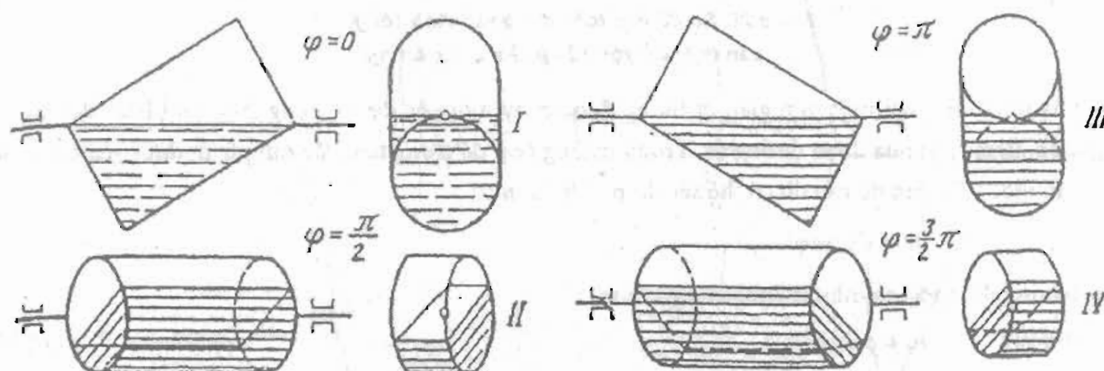
Các đại lượng ρ và φ trong phương trình (8.37) là những biến số và công suất cần thiết N_3 để dời chỗ sản phẩm phụ thuộc vào trị số của chúng. Trị số lớn nhất của công suất (8.37) cần thiết như ta thấy ở phương trình (8.34) sẽ là khi trị số lớn nhất của tích ρ.sinφ xác định quan hệ giữa khoảng cách từ trục quay của thùng đến trọng tâm của sản phẩm ρ và góc quay của thùng φ.

Trong trường hợp tổng quát nhất là xác định quan hệ giữa ρ và φ đối với máy trộn kiểu thùng quay, có thùng quay xung quanh đường trục trùng với đường chéo của nó. Trong những máy trộn ấy, khi thùng quay thì sản phẩm được chuyển dời chỗ vừa hướng tâm vừa hướng trục, đồng thời vị trí trọng tâm của nó cũng thay đổi,

Ta hãy khảo sát vị trí trọng tâm sản phẩm trong thùng như thế đối với một loạt vị trí kế tiếp nhau của thùng, xác định góc quay φ của nó.

Trên hình 8.30 là sự phân bố của sản phẩm trong thùng khi các góc quay của thùng khác bằng nhau bằng 0, π/2, π, 3/2π.

Xác định vị trí trọng tâm của sản phẩm đối với vị trí I của thùng khi góc quay φ = 0. Như ta thấy trên hình 8.30 khoảng cách từ trọng tâm của sản phẩm đến đường trục quay ở vị trí III của thùng khi φ = π tương tự như ở vị trí I khi φ = 0 và bởi vậy những vị trí ấy của thùng có thể được coi như đồng thời.



Hình 8.30. Sơ đồ phân bố của sản phẩm trong thùng khi các góc quay của nó khác nhau

Vì tại các vị trí I và III sản phẩm trong thùng có hình viền ngoài phức tạp, nên vị trí trọng tâm của nó xác định trực tiếp thì không đạt kết quả, bởi vậy trong sản phẩm phải tách ra một thể tích rất nhỏ dv (hình 8.31a) và ứng dụng các phương trình đã biết.

$$x_0 = \int \frac{x' dv}{v}; \qquad z_0 = \frac{z' dv}{v}; \qquad y_0 \int = \frac{y' dv}{v} \tag{8.38}$$

Trong đó:

x_0, y_0, z_0 – tọa độ trọng tâm của tất cả sản phẩm trong thùng đối với các đường trục đối xứng;

x', y', z'- tọa độ trọng tâm thể tích rất nhỏ của sản phẩm đối với các đường trục đối xứng.

Do sản phẩm ở trong thùng được sắp xếp đối xứng với mặt phẳng ZOX nên trọng tâm của sản phẩm ở trong mặt phẳng ấy và tọa độ y_0 của nó bằng 0. Vì vậy bài toán xác định tọa độ trọng tâm của sản phẩm sẽ có hai số đo mang tính chất mặt phẳng (hình 8.31b).

Trên hình 8.31b ta thấy rằng x' = x và z' = z/2.

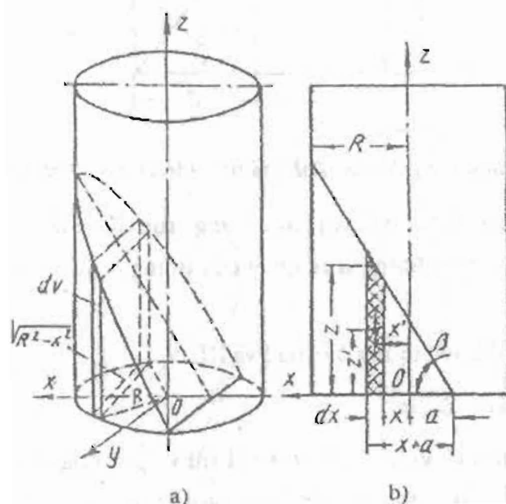
Chiều cao thể tích rất nhỏ của sản phẩm có thể xác định:

$$z = (x + a).tg\beta \tag{8.39}$$

Trong đó:

a- khoảng cách từ đầu nút sản phẩm đến đường trục thẳng đứng;

β- góc nghiêng của bề mặt sản phẩm đối với mặt nằm ngang.



Hình 8.31. Sơ đồ tính toán để xác định vị trí trọng tâm của sản phẩm trong thùng đối với các đường trục X,Y,Z

Từ đó: $z' = \frac{z}{2} = \frac{(x+a).tg\beta}{2}$

Theo hình 8.31a ta xác định đại lượng thể tích rất nhỏ của sản phẩm dv, bằng:

$$dv = zdx.2\sqrt{R^2 - x^2} = (x+a).tg\beta.2\sqrt{R^2 - x^2}.dx$$

Thay trị số z', x' và dv vào phương trình (8.38):

$$x_0 = \frac{2tg\beta}{v}.\int_{-a}^{R}\sqrt{R^2 - x^2}(x+a).xdx \tag{8.40}$$

$$z_0 = \frac{tg^2\beta}{v}.\int_{-a}^{R}\sqrt{R^2 - x^2}.(x+a)^2dx \tag{8.41}$$

Thường thì thùng của máy trộn được đổ đầy đến một nửa dung tích của nó sản phẩm dời đem trộn (hình 8.32).

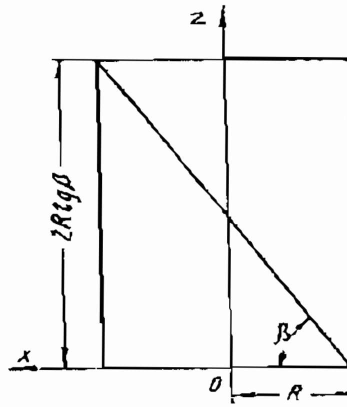
Trong trường hợp đó a = R và do đó thể tích của sản phẩm trong thùng v bằng:

$$v = \frac{1}{2}.\pi R^2.2Rtg\beta = \pi R^3 tg\beta$$

Thay trị số v vào phương trình (8.40) và (8.41) và lấy tích phân theo x trong giới hạn từ +R đến –R ta được:

$$x_0 = 0{,}25R \tag{8.42}$$

$$z_0 = 0{,}625\ Rtg\beta \tag{8.43}$$



Hình 8.32. Sơ đồ tính toán để xác định thể tích sản phẩm trong thùng quay

Biết tọa độ trọng tâm của sản phẩm đối với các đường trục đối xứng của thùng, ta xác định được khoảng cách từ trọng tâm sản phẩm đến đường trục quay của thùng ρ đưa vào phương trình (8.37) để xác định công suất cần thiết.

Trên hình 8.33a ta thấy rằng đối với thùng ở vị trí I và III:

$$\rho_1 = (R+x_0)\cos\alpha - Z_0.\sin\alpha \tag{8.44}$$

Khi thùng quay đi một góc π/2 từ vị trí I đến vị trí II thì vị trí trọng tâm của sản phẩm trong thùng thay đổi. Vì sản phẩm chiếm nửa thể tích thùng, nên khoảng cách từ đường trục đối xứng của thùng đến trọng tâm của sản phẩm X_0 ở vị trí II được xác định như vị trí trọng tâm của một nửa vòng tròn đối với đường trục ấy và như ta đã biết, bằng 4R/3π, nghĩa là:

$$x_0 = 4R/3\pi \tag{8.45}$$

Biết vị trí trọng tâm của sản phẩm đối với các đường trục đối xứng của thùng ở vị trí II khi φ = π/2, tìm ở vị trí đó khoảng cách từ trọng tâm sản phẩm đến đường trục quay của thùng ρ_2, như ta đã thấy ở hình 8.33b bằng:

$$\rho_2 = x_0\,.\cos\alpha = 4R/3\pi.\cos\alpha = 0{,}424R.\cos\alpha \tag{8.46}$$

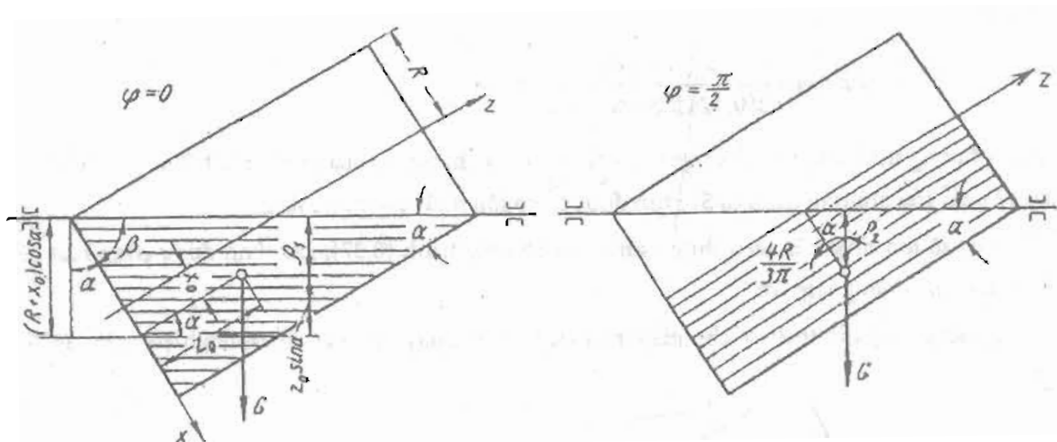
Trong thời gian thùng quay, sản phẩm trong đó được đổ sang chỗ khác một cách liên tục, thay đổi hình viền ngoài của nó, và do đó đại lượng khoảng cách từ trọng tâm sản phẩm đến đường trục quay của thùng ρ thay đổi liên tục. Như ở trên đã chỉ thấy sản phẩm trong thùng chỉ được đổ sang chỗ khác cho đến khi thùng không được quay đi một góc bằng góc tự nhiên của sản phẩm ψ. Tương ứng với trước thời điểm ấy thì đại lượng ρ cũng không thay đổi.

Do đó khi thùng quay từ φ = 0 đến φ = ψ thì đại lượng ρ không thay đổi và khi thùng tiếp tục quay từ φ = ψ đến φ = π/2 thì đại lượng ρ thay đổi, lấy trị số trung gian từ ρ_1 đến ρ_2.

Vì trị số ψ và π/2 gần nhau nên trong khoảng giới hạn từ các góc φ = ψ đến φ = π/2, ρ có thể thay đổi theo định luật tuyến tính. Xuất phát từ phương trình đường thẳng sự thay đổi ρ có thể biểu thị bằng phương trình:

$$\rho = \rho_1 + k\frac{\varphi - \psi}{\pi/2} \tag{8.47}$$

Với điều kiện φ > ψ; ở đây k- hệ số tỷ lệ.



Hình 8.33. Sơ đồ tính toán để xác định vị trí trọng tâm của sản phẩm trong thùng đối với đường trục quay của thùng

a. Khi φ = 0; b. Khi φ = π/2

Để xác định trị số của hệ số tỷ lệ, sử dụng những trị số giới hạn ρ. Khi $\varphi = \psi$ thì $\rho = \rho_1$; khi$\varphi = \pi/2$ $\rho = \rho_2$, thì lúc đó:

$$\rho_2 = \rho_1 + k\frac{\frac{\pi}{2} - \psi}{\pi/2} \tag{8.48}$$

Thay vào phương trình (8.48) trị số ρ_2 từ công thức (8.46) được:

$$0,424R.\cos\alpha = \rho_1 + k\frac{\frac{\pi}{2} - \psi}{\frac{\pi}{2}}$$

Rút ra hệ số

$$k = \frac{(0,424R\cos\alpha - \rho_1)\pi}{\pi - 2\psi} \tag{8.49}$$

Thay trị số của hệ số k vào phương trình (8.47) được:

$$\rho = \rho_1 + \frac{2(0,424R.\cos\alpha - \rho_1)(\varphi - \psi)}{\pi - 2\psi} \tag{8.50}$$

Phương trình (8.37) dùng để xác định công suất cần thiết khi khuấy trộn sản phẩm rời N_3 có biểu thức $\rho\sin\varphi$. Như đã nêu ở trên trị số N_3 sẽ lớn nhất khi trị số $\rho\sin\varphi$ lớn nhất.

Ta hãy xác định trị số lớn nhất của tích $\rho\sin\varphi$. Muốn vậy, trước hết ta nhân cả hai vế của phương trình (8.50) với $\sin\varphi$:

$$\rho\sin\varphi = \rho_1\sin\varphi + \frac{2(0,424R\cos\alpha - \rho_1)(\varphi - \psi)}{\pi - 2\psi}\sin\varphi \tag{8.51}$$

Lấy đạo hàm bậc nhất của phương trình ấy và cho nó bằng 0, được:

$$\rho_1\cos\varphi + \frac{2(0,424R\cos\alpha - \rho_1)}{\pi - 2\psi}\left[\sin\varphi + (\varphi - \psi)\cos\varphi\right] = 0 \tag{8.52}$$

Từ đó:

$$tg\varphi = \psi - \frac{\rho_1(\pi - 2\psi)}{2(0,424R\cos\alpha - \rho_1)} - \varphi \qquad (8.53)$$

Giải phương trình đó, tìm trị số góc φ, với trị số này thì tích ρsinφ sẽ lớn nhất. Thay trị số góc φ nhận được vào vế phải của phương trình (8.51) tìm được trị số lớn nhất của tích ρsinφ.

Thay trị số lớn nhất của biểu thức ρsinφ vào phương trình (8.37), xác định được công suất cần thiết lớn nhất để đảo trộn sản phẩm rời.

Công suất chung cần thiết để cho máy trộn kiểu thùng quay làm việc có kể đến hiệu suất dẫn động của nó, bằng:

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta} \quad kW \qquad (8.54)$$

trong đó: η - hiệu suất truyền động.

Để tính đến những trở lực khó thấy trước, bất ngờ có thể xảy ra, ví dụ cho kết quả khi các con lăn bị lệch, ổ trục bị xiết chặt... thì tốt nhất là tăng công suất tính toán N đã tìm được thêm 15-20%.

8.6.2. Tính toán máy trộn kiểu vít tải

8.6.2.1. Xác định năng suất

Năng suất của máy trộn có vít tải nằm ngang (hình 8.12) được xác định bằng năng suất của các vít tải và của gàu tải (cào tải) có trong hệ thống máy trộn ấy.

Gọi t là thời gian một lần trộn sản phẩm trong máy trộn đó, trong thời gian này sản phẩm liên tục qua vít tải, thùng chứa, vít tải dưới và cào tải, và m là số lần trộn sản phẩm cần thiết trong máy trộn đảm bảo chất lượng theo yêu cầu.

Thời gian trộn chung gồm cả thời gian nạp và tháo sản phẩm, đối với máy trộn có vít tải nằm ngang có thể xác định từ biểu thức:

$$t_{ch} = t\,(m + 2) \qquad (8.55)$$

Số lần trộn sản phẩm cần thiết đối với máy trộn đó bằng m + 2, bởi vì đủ thời gian trộn trọn vẹn thì thùng chứa của máy trộn phải được đổ đầy bột một lần, tháo ra một lần và có m lần sản phẩm phải dịch chuyển trong thùng chứa.

Thời gian của một lần trộn t có thể xác định xuất phát từ năng suất vít tải của máy trộn, nghĩa là:

$$t = \frac{V}{Q_{vt}} \quad s \qquad (8.56)$$

Trong đó:

V - Thể tích của sản phẩm trong thùng chứa của máy trộn, m^3;

Q_{vt} – năng suất vít tải của máy trộn, m^3/s.

Thay vào phương trình (8.55) trị số t từ phương trình (8.56) được:

$$t_{ch} = \frac{V(m + 2)}{Q_{vt}} \quad s \qquad (8.57)$$

Năng suất của bất kì một máy trộn nào làm việc gián đoạn cũng được xác định theo công thức:

$$Q_{tr} = \frac{V}{t_{tr} + t_{nap} + t_{tháo}} \quad kg/s \tag{8.58}$$

Đối với máy trộn có các vít tải nằm ngang thì thời gian trộn chung t_{ch} bằng t_{tr} + t_{nap} + $t_{tháo}$ xác định bằng công thức (8.57). Thay vào phương trình (8.58) trị số của t_{ch} thế cho mẫu số ta được:

$$Q_{tr} = \frac{VQ_{vt}}{V(m+2)} = \frac{Q_{vt}}{m+2} \quad kg/s \tag{8.59}$$

- Năng suất vít tải Q_{vt} của máy trộn có thể xác định theo công thức hệ SI:

$$Q_{vt} = \frac{\left(D^2 - d^2\right)}{8}.S.\omega.\varphi, \quad m^3/s$$

Hay

$$Q_{vt} = 60\frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}.S.\omega.\varphi, \quad m_3/h \tag{8.60}$$

Trong đó:

D- đường kính ngoài của vít tải, m;

d- đường kính trục của vít tải, m;

S- bước của vít tải, m;

n- số vòng quay của vít tải trong một phút;

ω- tốc độ góc, rad/s;

φ- hệ số đầy của vít tải, có thể lấy đối với vít tải nằm ngang φ = 0,3-0,4; đối với vít tải thẳng đứng φ = 0,75.

- Năng suất của gàu tải (cào tải) trong hệ thống máy trộn có các vít tải nằm ngang có thể xác định theo công thức:

$$Q_{gt} = 3{,}6\varphi.\frac{V}{a}\rho.v \quad t/h \tag{8.61}$$

Trong đó:

φ - hệ số đầy của gàu;

V -thể tích bên trong của gàu, m³;

A - khoảng cách giữa các tâm gàu (bước), m;

ρ - khối lượng thể tích của sản phẩm, T/m³;

v - tốc độ chuyển động qua tấm băng mang gàu, m/s

(v = 1,5-2 m/s).

Biến đổi thông số v trong công thức (8.61) ta có:

$$Q = 3{,}6\varphi.\frac{v}{a}\rho.\frac{\pi D.n}{60} \quad t/h \tag{8.62}$$

Trong đó:

D - đường kính của tang dẫn động, m;

n - số vòng quay của tang dẫn động trong một phút.

- Năng suất của máy trộn có vít tải thẳng đứng (hình 8.13)

Thời gian cần thiết đối với một lần trộn sản phẩm ở trong máy trộn này có thể xác định theo công thức (8.56). Giả thiết rằng Q_{vt}-năng suất của vít tải thẳng đứng, m^3/s.

Thời gian cần thiết để trộn hoàn thành sản phẩm bằng:

$$t_{tr} = tm = \frac{V}{Q_{vt}} m \text{ ,s} \tag{8.63}$$

Thay vào phương trình năng suất của máy trộn làm việc gián đoạn (8.58) thời gian trộn từ công thức (8.63) được:

$$Q_{tr} = \frac{V}{\frac{V.m}{Q_{vt}} + t_{nap} + t_{tháo}} = \frac{Q_{vt}.\rho}{m + \left(t_{nap} + t_{tháo}\right).\frac{Q_{vt}}{V}} \text{ , kg/s} \tag{8.64}$$

8.6.2.2. Xác định công suất cần thiết đối với máy trộn kiểu vít tải.

Công suất cần thiết đối với máy trộn thành phẩm kiểu vít tải được xác định như là công suất cần thiết đối với tất cả các thiết bị vận chuyển có trong hệ thống của những thiết bị ấy.

- Ví dụ đối với máy trộn có các vít tải nằm ngang cho trên hình 8.12, công suất yêu cầu được xác định từ biểu thức:

$$N = N_1 + N_2 + N_3$$

Trong đó:

N_1, N_2 - Công suất cần thiết để dẫn động các vít tải tương ứng trên và dưới, kW;

N_3 – công suất cần thiết để dẫn động gàu tải, kW.

Công suất cần thiết đối với vít tải có thể xác định theo công thức trong hệ SI:

$$N_{vt} = \frac{QLg}{1000}\left(W_0 \cos\alpha \pm \sin\alpha\right), \quad kW$$

Hay

$$N_{vt} = \frac{QL}{367}\left(W_0 \cos\alpha \pm \sin\alpha\right), \quad kW \tag{8.65}$$

Trong đó:

Q- năng suất vít tải, kg/s (t/h);

L- chiều dài làm việc của vít tải, m;

g- gia tốc trọng trường;

α- góc nghiêng của vít tải đối với mặt phẳng nằm ngang, độ;

W_0- hệ số dẫn suất trở lực chuyển động của sản phẩm dạng bột và hạt, W_0 = 1,2; đối với đường tinh thể và mầm nha, W_0 = 1,5; đối với cacbonat natri và muối W_0 = 2,5; đối với đường cát ẩm, W_0 = 4.

Khi vận chuyển sản phẩm đi lên bằng vít tải thì trong công thức (8.65) dùng dấu cộng, khi vận chuyển sản phẩm đi xuống thì dùng dấu trừ.

Đối với vít tải nằm ngang ($\alpha = 0^0$) công thức cần thiết bằng

Trong hệ SI:

$$N_{v.t.ng} = \frac{QLgW_0}{1000}, kW$$

Hay

$$N_{v.t.ng} = \frac{QLW_0}{367}, kW \qquad (8.66)$$

Đối với vít tải thẳng đứng ($\alpha = 90^0$) công suất cần thiết bằng.

Trong hệ SI:

$$N_{v.tđ} = \frac{QLg}{1000}, \quad kW$$

$$N_{v.t.đ} = \frac{QL}{367}, \quad kW \qquad (8.67)$$

- Công suất cần thiết đối với gàu tải (cào tải) nằm trong hệ thống máy trộn các vít tải nằm ngang, có thể xác định theo công thức trong hệ SI:

$$N_{gt} = \frac{QgH}{1000}\left(A + B\frac{q_0}{Q}.v + C\frac{v^2}{4}\right), \quad kW$$

Hay

$$N_{gt} = \frac{QH}{367}\left(A + B\frac{q_0}{Q}.v + C\frac{v^2}{4}\right), \quad kW \qquad (8.68)$$

Trong đó:

Q - năng suất của gàu tải, kg/s (t/h);

H - chiều cao nâng sản phẩm của gàu tải, m;

V - vận tốc chuyển động của gàu, m/s;

q_0 - trọng lực của tấm băng (tính theo 1 mét) hay xích có mang gàu, N(KG);

A,B,C – hệ số phụ thuộc vào loại gàu tải (xem bảng 8.2).

Đại lượng $\frac{q_0}{Q}$ Trong công thức (8.68) phụ thuộc vào loại gàu tải và được chọn theo các số liệu sau đối với gàu tải có năng suất đến 10t/h.

Dạng gàu tải	q_0/Q
Băng	0,6
Một xích	1,1
Hai xích	1,2

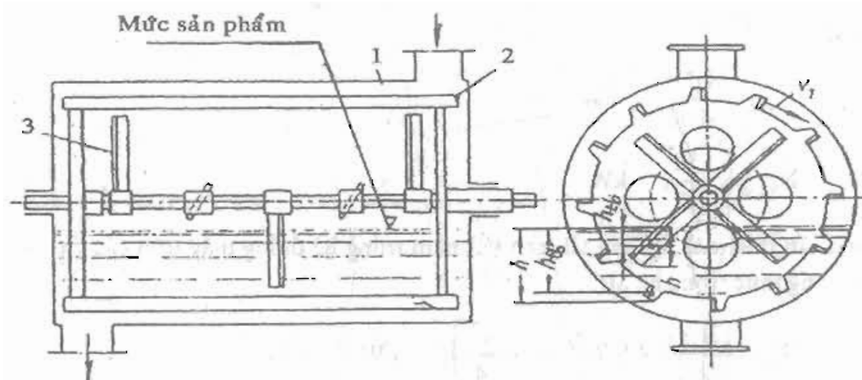
Bảng 8.2. Xác định các hệ số A,B,C

Dạng gàu tải	Trị số của các hệ số		
	A	B	C
Dùng băng có mang gàu sâu	1,12	1,1	0,25
Dùng băng có mang gàu cạn	1,14	1,6	0,25
Dùng 1 và 2 xích có mang gàu sâu	1,13	0,8	0,7
Dùng 1 và 2 xích có mang gàu cạn	1,14	1,3	0,7

8.6.3. Tính toán máy trộn dùng cánh đảo

8.6.3.1. Xác định năng suất

Trong những máy trộn dùng cánh đảo, sản phẩm thực phẩm rời được trộn bằng các cánh quay xung quanh trục nằm ngang. Trường hợp tính toán tổng quát nhất các máy trộn dùng cánh đảo là tính máy trộn dùng cánh đảo làm việc liên tục mà sơ đồ máy đã cho trên hình 8.34, máy có cánh hướng tâm và nằm ngang trong đó một số cánh làm nhiệm vụ đảo trộn sản phẩm, còn một số nữa thì trộn và đẩy sản phẩm dọc theo máy trộn.



Hình 8.34. Sơ đồ máy trộn dùng cánh đảo làm việc liên tục có các cánh nằm ngang và hướng tâm
1. thân cố định; 2. cánh nằm ngang; 3. cánh hướng tâm

Năng suất của máy trộn dùng cánh đảo làm việc liên tục có thể xác định theo công thức trong hệ SI:

$$Q_{tr} = \frac{D^2}{8} S.\omega.\rho.\varphi (kg/s) \qquad (8.69)$$

Hay

$$Q_{tr} = 60\frac{\pi D^2}{4} S.n.\rho.\varphi (kg/h) \qquad (8.70)$$

Trong đó:

d_1- đường kính đầu nút cánh trộn, m;

D- đường kính ngoài của cánh vận chuyển (hướng tâm), m (dm);

S- bước của cánh vận chuyển (hướng tâm), m (dm);

n- số vòng quay của cánh vận chuyển trong 1 phút, $n = \frac{10-20}{dt}$ v/ph;

ω- tốc độ góc của cánh, rad/s;

ρ- khối lượng thể tích của hỗn hợp sản phẩm rời, kg/m^3 (kg/dm^3);

φ- hệ số cấp liệu phụ thuộc vào cấu tạo của cánh vận chuyển và vị trí của chúng trên trục.

Năng suất của máy trộn dùng cánh đảo làm việc gián đoạn được xác định theo công thức (8.58).

Các kích thước của máy trộn thường được sử dụng như sau:

Đường kính cánh trộn d_t = (0,95-0,98) D; chiều cao thùng trộn H = (1,2-1,5)D.

Bước xoắn cánh trộn t = (0,8-1,2)d_t; chiều dài thùng trộn L = (2-3)D.

Chiều cao lớp vật liệu trộn H_{vl} = (0,7-0,8)d_t; vận tốc đầu mút cánh v = (0,5-1)m/s.

8.6.3.2. Xác định công suất cần thiết

Công suất cần thiết đối với máy trộn dùng cánh đảo làm việc liên tục (hình 8.34) gồm có công suất đối với các cánh nằm ngang N_1 và công suất đối với các cánh hướng tâm (thẳng đứng) N_2. Công suất chung đối với máy trộn này bằng:

$$N = N_1 + N_2$$

- Công suất cần thiết đối với các cánh đảo nằm ngang được xác định theo công thức:

$$N_1 = \frac{(E_1 + E_2 + ... + E_{z1})v_1}{1000}, kW$$

Hay

$$N_1 = \frac{(E_1 + E_2 + ... + E_{z1})v_1}{102}, kW \quad (8.71)$$

Trong đó:

E- hợp lực các lực tác dụng của sản phẩm tác dụng lên cánh nằm ngang nhúng chìm trong sản phẩm, N (kG);

z_1 – số cánh nằm ngang đồng thời nhúng chìm trong sản phẩm;

v_1- tốc độ vòng quay của cánh nằm ngang, m/s.

Khi cánh nằm ngang chuyển động trong sản phẩm thì đối với nó phải khắc phục trọng lực và ma sát trong của sản phẩm. Đại lượng hợp lực của các lực cản E được xác định theo công thức:

$$E = \gamma.h_{tb}.f.tg^2.\left(45^0 + \frac{\rho}{2}\right), N(kG) \quad (8.72)$$

Trong đó:

f- diện tích của cánh đã biết nhúng chìm trong sản phẩm, m^2 (cm^2);

γ- trọng lực (trọng lượng thể tích) của sản phẩm, N/m^3 (kG/cm^3);

ρ- góc ma sát trong của sản phẩm, độ;

h_{tb}- chiều sâu nhúng chìm trung bình của cánh đã biết trong sản phẩm, m (cm).

Hợp lực của các lực cản E đặt ở trọng tâm của cánh nằm ngang được nhúng chìm trong sản phẩm, nhưng vì chiều rộng của bản thân cánh đó không lớn, nên có thể lấy chiều sâu nhúng chìm trung bình của cánh nằm ngang (trọng tâm của nó) h_{tb} bằng chiều sâu nhúng chìm lớn nhất của cánh đó (xem hình 8.34), nghĩa là $h_{tb} = h/2$.

Tốc độ vòng của cánh nằm ngang v_1 là không đổi đối với tất cả các cánh và bằng:

$$v = \omega R = \frac{\pi.n}{30}R \text{ , m/s} \quad (8.73)$$

Trong đó:

ω - tốc độ góc, rad/s;

n - số vòng quay của cánh nằm ngang trong 1 phút;

R - bán kính quay của cánh nằm ngang, m.

- Các cánh hướng tâm (thẳng đứng) của máy trộn nghiêng dưới một góc α đối với trục quay, do kết quả tác dụng của những cánh ấy, sản phẩm được dịch chuyển hướng tâm và hướng trục. Tương ứng thì công suất N_2 cần thiết đối với các cánh thẳng đứng bằng: Trong hệ SI

$$N_2 = \sum_{1}^{z_2} \frac{E_{ht}.v_{ht} + E_0.v_0}{1000}, \ kW$$

Hay $$N_2 = \sum_{1}^{z_2} \frac{E_{ht}.v_{ht} + E_0.v_0}{102}, \ kW \qquad (8.74)$$

Trong đó:

E_{ht} - thành phần hướng tâm hợp lực các lực cản của sản phẩm tác dụng lên cánh thẳng đứng nhúng chìm trong sản phẩm, N (kG);

E_0 - thành phần chiều trục hợp lực các lực cản của sản phẩm tác dụng lên cánh thẳng đứng nhúng chìm trong sản phẩm, N (kG);

V_{th} - Tốc độ hướng tâm những điểm đặt hợp lực các lực cản của sản phẩm tác dụng lên cánh thẳng đứng nhúng chìm trong sản phẩm, m/s;

v_0 – tốc độ chiều trục của điểm ấy, m/s;

z_2 – số cánh thẳng đứng đồng thời nhúng chìm trong sản phẩm.

Khi cánh hướng tâm chuyển động trong sản phẩm rời, nó phải khắc phục trở lực gây nên vừa do trọng lực và ma sát trong của sản phẩm, vừa do ma sát của sản phẩm với cánh. Thành phần hướng tâm và chiều trục của những lực cản E_{ht} và E_0 ấy có thể xác định theo sơ đồ cho trên hình 8.35.

$$E_{ht} = E'_{ht} + E_{ht}^{ms}; \quad E_0 = E'_0 + E_0^{ms}$$

Song

$E'_{ht} = E\cos\alpha; \ E'_0 = E\sin\alpha$

$E_{ht}^{ms} = E_{ms}\sin\alpha = E\mu\sin\alpha$

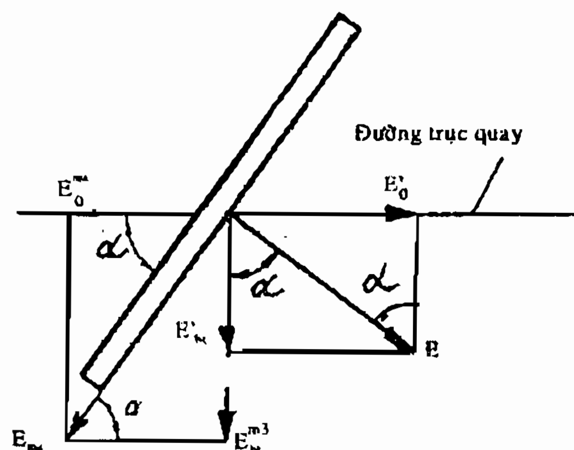
$E_0^{ms} = E_{ms}.\cos\alpha = E\mu\cos\alpha$

Trong đó:

E_{ms}- lực ma sát của sản phẩm với cánh, N (kG);

α – góc nghiêng của cánh đối với đường truc quay, độ;

μ- hệ số ma sát của sản phẩm với cánh.



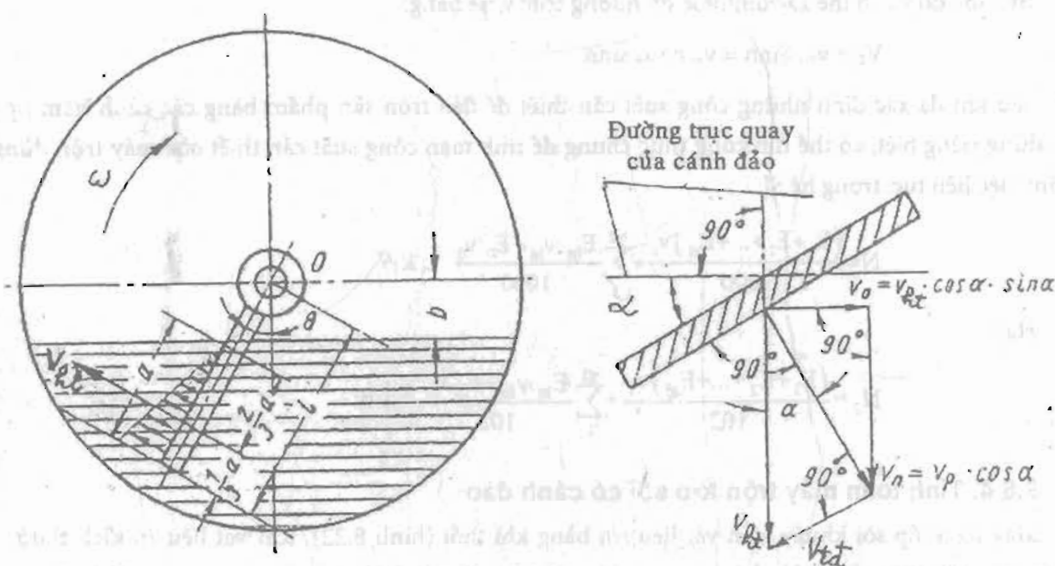
Hình 8.35. Sơ đồ tính toán xác định trở lực tác dụng lên cánh hướng tâm

Trên cơ sở những công thức ấy và phương trình (8.72) ta có:

$$E_{ht}=E\cos\alpha+\mu E\sin\alpha=\gamma.h_{tb}f.tg^2.\left(45^o+\frac{\rho}{2}\right)(\cos\alpha+\mu\sin\alpha) \quad (8.75)$$

$$E_0=E\sin\alpha-\mu E\cos\alpha=\gamma.h_{tb}f.tg^2.\left(45^o+\frac{\rho}{2}\right)(\cos\alpha-\mu\sin\alpha) \quad (8.76)$$

Đối với cánh hướng tâm, chiều sâu nhúng chìm trung bình h_{tb} của nó được xác định bằng một nửa chiều dài sâu nhúng chìm lớn nhất của cánh h (xem hình 8.34); $h_{tb} = 0,5h$.



Hình 8.36. Các sơ đồ tính toán để xác định tốc độ chuyển động của sản phẩm dưới tác dụng của cánh hướng tâm

Để xác định tốc độ hướng tâm v_{tb} của điểm đặt lực các lực của sản phẩm tác dụng lên cánh hướng tâm, ta nghiên cứu mặt cắt của máy trộn dùng cánh đảo theo mặt phẳng vuông góc với đường trục quay.

Như ta thấy ở hình 8.36a trên cánh hướng tâm tác dụng những lực cản rất nhỏ. Đại lượng của những lực cản ấy tăng theo quy luật đường thẳng, phụ thuộc độ nhúng chìm của các đoạn cánh vào trong sản phẩm. Vì dạng biểu đồ của những lực rất nhỏ tác dụng lên sản phẩm là hình tam giác cho nên điểm đặt hợp lực của các lực ấy ở trên khoảng cách 1/3a kể từ đầu mút cánh, nếu ta kí hiệu a là chiều dài nhúng chìm phần cánh vào trong sản phẩm. Đại lượng a này là một biến số phụ thuộc vào mức độ nhúng chìm của cánh hướng tâm vào sản phẩm, có nghĩa là phụ thuộc vào góc quay của cánh θ.

Tốc độ hướng tâm v_{ht} trùng với hướng của lực E_{ht}. Đại lượng tốc độ v_{ht} được xác định bằng ωr, trong đó bán kính r là khoảng cách từ đường trục quay đến trọng tâm của cánh nhúng chìm trong sản phẩm. Đại lượng r biến đổi và phụ thuộc vào đại lượng a, nghĩa là r = f(a).

Trên hình 8.36a ta thấy rằng:

$$V_{ht}=\left(l-\frac{a}{3}\right)\omega=\left[l-\frac{1}{3}\left(l-\frac{b}{\cos\theta}\right)\right]\omega=\frac{(2l.\cos\theta+b)\omega}{3\cos\theta},\quad \text{m/s} \quad (8.77)$$

Trong đó:

l - chiều dài cánh, m;

θ - góc quay của cánh, độ;

b - khoảng cách từ đường trục quay đến mức sản phẩm, m;

ω - tốc độ góc quay của cánh, rad/s.

Để xác định tốc độ chiều trục v_0 của điểm đặt hợp lực các lực cản sản phẩm tác dụng lên cánh hướng tâm, ta khảo sát tốc độ của một điểm trên cánh (hình 8.36b). Phân tích tốc độ sản phẩm v_{ht} ra tốc độ theo v_{th} và tốc độ tương đối v_{td}.

Biết tốc độ v_{th} có thể xác định tốc độ hướng trục v_0 sẽ bằng:

$$V_0 = v_{th}.\,Sin\alpha = v_{ht}.cos\alpha.sin\alpha \tag{8.78}$$

Sau khi đã xác định những công suất cần thiết để đảo trộn sản phẩm bằng các cánh nằm ngang và thẳng đứng riêng biệt, có thể tìm công thức chung để tính toán công suất cần thiết của máy trộn dùng cánh đảo làm việc liên tục: trong hệ SI:

$$N=\frac{\left(E_1+E_2+...+E_{z1}\right)v_1}{1000}+\sum_1^{z2}\frac{E_{ht}.v_{ht}+E_0.v_0}{1000}\quad ,kW$$

Hay

$$N_2=\frac{\left(E_1+E_2+...+E_{z1}\right)v_1}{102}+\sum_1^{z2}\frac{E_{ht}.v_{ht}+E_0.v_0}{102}\quad ,kW \tag{8.79}$$

8.6.4. Tính toán máy trộn lớp sôi có cánh đảo

Máy trộn lớp sôi khuấy trộn vật liệu rời bằng khí thổi (hình 8.22). Khi vật liệu có kích thước trung bình khoảng 20-30μm và có độ phân tán cao thì máy trộn cần có cánh đảo để làm việc ổn định. Máy trộn có thể làm việc gián đoạn hoặc liên tục. Thời gian khuấy trộn tối ưu trong các máy này thường là 1,5-15ph. Năng suất của máy trộn làm việc gián đoạn xác định theo công thức:

$$Q=\frac{60G}{\tau},\qquad kg/h$$

Trong đó:

τ- thời gian khuấy trộn, ph;

G – lượng nạp một mẻ, kg.

Lượng vật liệu nạp một mẻ được xác định theo công thức:

$$G=\frac{\pi D^2.\rho_x.H_{vl}}{4}=\left(0,785.\rho_x.D^2\right).1,5D=1,2\rho_x.D^3,\qquad kg \tag{8.80}$$

Trong đó: H_{vl} – chiều cao lớp vật liệu, lấy H_{vl} = 1,5D.

Đường kính và chiều cao thiết bị (máy trộn) có thể xác định theo các công thức:

$$D=0,242\left(Q.\tau.\rho_x^{-1}\right)^{1/3},\ m=0,242\left(G.\rho^{-1}\right)^{1/3},\quad m \tag{8.81}$$

$$H = 3\text{-}5D\ (\text{bảng } 8.1),\quad m \tag{8.82}$$

Trong đó: ρ_x- khối lượng riêng xốp của vật liệu, kg/m³

Đường kính cánh trộn:

$$D_{ct} = 0{,}95D, \quad m \tag{8.83}$$

Chiều cao cánh trộn:

$$h = 0{,}1.D_{ct}, \quad m \tag{8.84}$$

Công suất tiêu thụ cho cánh trộn:

$$N = 10^3.\rho_r.n^3.D^5_{ct}.k_N, \quad kW \tag{8.85}$$

$$k_n = E_{uk} = 1{,}82R_{ek} = \frac{1{,}28.\rho.n.D^2_{ct}}{\eta_k} \tag{8.86}$$

Trong đó:

ρ_r - khối lượng riêng của hạt rắn. kg/m^3;

ρ_{kk} – khối lượng riêng của khí, kg/m^3;

η_k- độ nhớt động lực học của khí, Pas;

n- số vòng quay của cánh trộn, vg/s (chọn theo bảnh 8.1).

Lưu lượng khí để trộn:

$$V_{kk} = 8478.v_{th}.D^2, \quad m^3/h \tag{8.87}$$

$$V_{th} = R_{eth}.\eta_k.g\,(d_r.\rho_{kk})^{-1} \tag{8.88}$$

$$R_{eth} = \frac{A_r}{\left(17{,}44+4{,}56.A_r^{0,5}\right).F_{rk}^{1/6}} \tag{8.89}$$

$$F_{rk} = n^2.D_{ct}.g^{-1} \tag{8.90}$$

$$A_r = d^3_r.\rho_{kk}.\rho_r.g.\eta^{-2}_k \tag{8.91}$$

Trong đó:

d_r- đường kính hạt rắn, m;

v_{th}- vận tốc tới hạn của khí thổi, m/s;

Trở lực của lớp sôi xác định theo công thức:

$$\Delta P = \rho_r.g\,(1-\varepsilon_0)\,H_{vl}, \; N/m^2 \tag{8.92}$$

Trong đó: ε_0- độ xốp ban đầu của lớp vật liệu.

Vận tốc làm việc thường lấy bằng ba lần vận tốc tới hạn.

8.6.5. Máy trộn ly tâm

Cấu tạo máy trộn ly tâm (hình 8.23) gồm một vỏ bất động, rôto hai hình nón cụt có gắn các cánh trộn 3 và có các lỗ vào cửa thông liệu 5. Rôto được dẫn động nhờ trục 4. Trong quá trình làm việc nhờ rôto quay, vật liệu chịu tác dụng của lực ly tâm sẽ dịch chuyển từ đáy lên miệng rôto rồi rơi vào vỏ và dưới tác dụng của cánh trộn 3 vật liệu lại được đưa vào rôto qua cửa thông liệu 5. Quá trình cứ tiếp tục như thế cho tới khi đạt được yêu cầu.

Số vòng quay, hệ số đầy và quan hệ giữa chiều dài rôto L và đường kính miệng rôto D tra từ bảng 8.1.

Thời gian trộn trong máy trộn ly tâm được xác định theo công thức (8.93) với k = 200-500.

$$\tau_1 = kn^{-1} \quad ph \tag{8.93}$$

Năng suất của máy trộn ly tâm làm việc gián đoạn xác định theo công thức (8.94).

$$Q=\frac{60.V.\rho_x.\varphi_d}{\tau_1+\tau_p}, \quad kg/h \tag{8.94}$$

Trong đó:

ρ_x- khối lượng riêng xốp của vật liệu, kg/m^3;

φ_d- hệ số đầy của thùng (tra ở bảng 8.1);

τ_t- thời gian trộn, ph;

τ_p- thời gian phụ, bao gồm thời gian nạp liệu τ_n, thời gian tháo liệu τ_{th} và thời gian rửa τ_r, ph.

Công suất của máy trộn ly tâm xác định theo công thức:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 \quad kW \tag{8.95}$$

Công suất N_1 để thắng trở lực tác dụng lên cánh đảo được xác định theo công thức:

$$N_1 = C.\rho_x.\omega^{1,2}.L^{2,3}(b.\sin\alpha)^{0,82}.H_3^{1,04}.K_m, \quad kW \tag{8.96}$$

Trong đó:

C- hệ số phụ thuộc vào độ cứng và độ phân tán của vật liệu, thường lấy C = (3-4) .10^{-2};

ρ_x- khối lượng riêng xốp của hỗn hợp vật liệu, kg/m^3;

L- chiều dài cánh trộn, m;

ω- vận tốc góc, s^{-1};

α- góc nghiêng của cánh trộn đối với phương ngang, thường lấy bằng 45^0;

b- chiều rộng cánh trộn, m;

H_3- chiều cao lớp vật liệu, m;

K_m- hệ số tỷ lệ giữa công suất ban đầu và khi làm việc bình thường, K_m = 2-2,5.

Công suất N_2 để thắng trở lực chuyển động của rôto được xác định theo công thức:

$$N_2 = N_2' + N_2'' \quad kW \tag{8.97}$$

Công suất N_2' để thắng trở lực ở mặt ngoài rôto được xác định theo công thức:

$$N_2' = 2,45.10^{-3}.\pi.\ell.\omega.h.\rho_x.f(\cos^2\gamma + \beta.\sin^2\gamma)(R+r)^2 \quad kW \tag{8.98}$$

Trong đó:

l- chiều dài đường sinh của rôto, m;

h- chiều cao vật liệu ở phía ngoài rôto, m;

f- hệ số ma sát của vật liệu với rôto;

R, r- bán kính đáy lớn và đáy nhỏ của rôto, m;

γ- góc tạo thành giữa đường sinh rôto và mặt phẳng ngang;

β- hệ số, $\beta = \frac{1-\sin\gamma}{1+\sin\gamma}$.

Công suất $N_2^{''}$ để khắc phục trở lực ở mặt trong của rôto xác định theo công thức:

$$N_2^{''} = 0,5.10^{-3}.Q''.\omega^3.r(R+r)f.\sin\psi \quad kW \tag{8.99}$$

trong đó: ψ- góc giữa lực ly tâm và phương vông góc với thành rôto.

Q''- lượng vật liệu trong rôto.

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \gamma.$$

Công suất N_3 để nâng vật liệu từ đáy nhỏ lên đáy lớn rôto xác định theo công thức:

$$N_3 = 0,0098 . Q_R . H_R , kW \tag{8.100}$$

Trong đó:

Q_R- Năng suất của rôto, kg/h;

H_R- chiều cao rôto, m;

Công suất N_4 để chuyển vật liệu từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động xác định theo công thức:

$$N_4 = 0,5.10^{-3} .Q_R .V_R^2 , kW \tag{8.101}$$

Trong đó:

V_R- vận tốc vòng của rôto, m/s.

Lượng vật liệu trong rôto Q'' xác định theo công thức:

$$Q'' = \frac{\pi.H_3}{3}\left(r_3^2 + r^2 + r_3.r\right)\rho_x, \ kg \tag{8.102}$$

trong đó:

r- bán kính đáy nhỏ của rôto, m;

r_3- bán kính đáy trên của vật liệu trong rôto, m và:

$$r_3 = H_3. \sin\psi + r$$

H_3- chiều cao của vật liệu trên cánh và cũng chính là chiều cao tương đương của vật liệu trong rôto;

$$H_3 = \frac{V.\varphi_d}{\pi.R_v^2}$$

φ_d- hệ số đầy của máy trộn (bảng 8.1);

R_v- bán kính vỏ, m;

V- thể tích máy trộn – vỏ, m^3;

ψ- hệ số xác định như sau: $\psi = \frac{\pi}{2} - \gamma$;

ρ_x- khối lượng riêng xốp của vật liệu, kg/m^3.

Năng suất Q_R của rôto xác định theo công thức:

$$Q_R = V_R.\rho_x = \pi.\omega.\ell^2.\sin\psi.\cos\psi.r_1.k^{-1} \tag{8.103}$$

trong đó:

V_R- thể tích rôto, m^3

ω- vận tốc góc, rad/s;

l - chiều dài đường sinh rôto, m;

r_1 = r- chiều dày lớp vật liệu ở đáy dưới rôto

K- hệ số, K = 100÷200.

PHỤ LỤC

Phụ lục 1

Thông số vật lý của một số thực phẩm

Vật liệu	ωkg/kg	P,kg/m³	C, kJ/kgK	λ, W/mK	a.10⁸, m²/s
Khoai tây	0,797	1034	3,620	0,59	15,8
Củ cải đỏ	0,871	1050	3,830	0,48	18,0
Cà rốt	0,887	1035	3,870	0,55	13,7
Củ cải (b)	0,869	976	3,820	0,52	13,9
Củ cải (r1)	0,898	1000	3,896	0,56	14,3
Củ cải (r2)	0,921	920	3,960	0,42	9,8
Cần tây	0,880	952	3,850	0,51	13,9
Rau mùi	0,890	1010	3,872	0,49	12,5
Cải bắp	0,915	702	3,970	0,34	12,2
Rau dền	0,930	954	3,998	0,61	16,1
Hành	0,867	944	3,820	0,35	9,7
Tỏi	0,626	964	3,140	0,51	16,9
Quả bầu	0,887	950	3,401	0,50	14,7
Dưa chuột	0,962	924	4,036	0,44	11,8
Cà chua	0,942	1023	4,020	0,57	13,9
Quả táo	0,856	829	3,580	0,40	13,4
Quả lê	0,847	1010	3,810	0,51	13,4
Quả mận	0,886	1130	3,868	0,55	12,6
Quả anh đào	0,837	1081	3,790	0,52	15,1
Quả đào		930	3,858	0,58	16,2
Quả chanh	0,881	1072	3,860	0,58	14,0
Quả nho	0,795	1068	3,620	0,51	13,1
Nấm	0,874	771	3,84	0,23	7,7
Thóc	0,14	500	1,50	0,09	
Lúa mỳ	0,14	795	1,50	0,10	

Phụ lục 2

Thành phần hoá học của một số nông sản và thực phẩm (tính cho 100g sản phẩm)

Sản phẩm	Nước	Đạm	Lipit	Gluxit			Xơ	Tro	Khoáng						Vitamin				Năng lượng	
				Tổng	Đường	Tinh bột			Na	K	Ca	Mg	P	Fe	B_1	B_2	PP	C		
	g								mg						mg				kCal	kJ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Gạo	14	7,3	2	63,1	3,1	55,2	9	4,6	89	202	66	96	328	0,6	0,52	0,12	3,82	0	284	1188
Ngô	14	10,3	4,9	67,5	2,7	56,9	2,1	1,2	27	292	46	104	301	4,1	0,38	0,14	2,1	0	338	1414
Đậu tương	12	34,9	1,73	26,5	9	2,5	4,3	5	44	1607	348	191	5	11,8	0,94	0,22	2,2	0	395	1653
Khoai tây	75	2	0,1	19,7	1,5	18,2	1	1,1	28	568	10	23	58	0,9	0,12	0,05	0,9	20	83	347
Khoai tây khô	12	6,6	0,3	73,7	5	69	2,9	4	98	1988	35	80	203	4	0,1	0,1	3,7	7	307	1284
Cà rốt	89	1,3	0,1	7	5	0,2	0,8	0,7	45	234	46	35	60	1,4	0,1	0,02	-	5	33	1388
Cà rốt sấy khô	14	13	1,5	54,6	48,4	-	9,6	5,3	59	987	105	36	294	3	0,12	0,3	2,6	10	275	1151
Bắp cải	90	1,8	-	5,4	4,6	0,5	0,7	0,7	13	185	48	16	31	1	0,06	0,05	0,4	50	28	117
Bắp cải sấy khô	14	13,5	1,7	47,6	41		14	6	112	1591	413	138	267	9	0,2	0,32	2,56	80	249	1042
Hành tây	86	1,7	-	9,5	9	-	0,7	1	18	175	31	14	58	0,8	0,05	0,02	0,2	10	43	180
Hành tây sấy khô	14	16	2,8	47,8	42	-	8,6	6,8	108	1050	186	84	348	5	0,1	0,1	1,3	12	273	1142
Chè đen	8,5	20	-	6,9	4	-	4,5	5,5	82	2480	495	440	825	82	0,07	1	8	10	109	546
Cà phê hạt rang	7	13,9	14,4	4,1	2,8	-	12,8	4,5	2	1600	147	-	198	5,3	0,07	0,2	17	0	223	933
Bột cam	1,1	6,3	-	73,2	34,6	-	1,8	4												
Bột muối chín	6,81	3,66	1,13	10,5	41,26	26	3,6	3,2												

Phục lục 3

Độ ẩm cân bằng của sản phẩm (%) phụ thuộc vào nhiệt độ và độ ẩm của không khi

Sản phẩm	Nhiệt độ (^oC)	Độ ẩm tương đối của không khí (%)								
		20	30	40	50	60	70	80	90	100
Lúa	20	7,5	9,1	10,4	11,4	12,5	13,7	15,2	17,6	0
	30	-	8	9,1	10,1	11,1	12,6	14	16,6	22
Gạo	20	8	9,6	10,9	12	13	14,6	16	18,7	-
	30	-	8,3	9,8	10,7	11,8	13,1	14,7	18,3	22,5
Ngô	20	8,2	9,4	10,7	11,9	13,2	14,9	16,9	19	-
	30	-	8,3	9,5	10,6	11,6	13,8	15,9	17,9	22
	50	5,5	6,7	8,0	9,2	10,4	12	13,6	14,1	-
Đậu tương	20	5,4	6,5	7,1	8	9,5	11,6	15,3	20,9	-
Tinh bột	20	3,9	5,1	6,9	8,5	10,1	12,6	15,8	19,0	-
Lá thuốc lá	20	10,8	13,9	16,35	19,8	23	17,1	33,4	-	-
Chè búp xanh	20	6,9	8	8,5	8,7	9	15	21	28	-
Mì sợi	20	7,1	8,7	10,6	12,2	13,7	16,6	18,8	22,4	-

Phụ lục 4

Thông số vật lý của một số vật liệu

Tên vật liệu	ſ kg/m³	λ w/m ⁰K	C kJ/kg⁰K
Bêtông xỉ	1500	0,7	0,8
Bêtông đá dăm	2000	1,28	0,084
Cát	1450	1,13	0,209
Cao su	1200	0,13÷0,16	1,38
Cartông	-	0,19	-
Cartông amiăng	900	$(0,16÷0,17)10^{-5}t$	0,816
Dạ	-	0,38	1,046÷1,42
Dạ thuộc	-	0,14÷0,16	-
Đất sét	1600÷2000	0,7÷0,9	0,84
Đất sét chịu lửa	1840	1,04	1,09
Đá	2800	3,5	0,92
Gỗ thông	546	0,35÷0,72	2,72
Gỗ dán	400	0,15	2,51
Gạch	1700÷1900	0,7÷0,8	0,84÷0,88
Mica	2600÷3200	0,46÷0,58	-
Mùn cưa	-	0,052÷0,069	-
Sứ	2400	1,04	1,09
Thạch cao	1250	0,43	0,80÷0,92
Than đá	1200÷1350	0,24÷0,27	-
Vữa trát tường	1600÷1800	0,70÷1,20	0,84
Bạc	10500	418	$0,23.10^3$
Đồng	8940	389	0,38
Nhôm	2700	200	0,86
Đồng thau(70%Cu 30%Zn)	8500	100	0,37
Thép (0,1C)	7850	46	0,49
Thép Inox	7900	16	0,51
Granít	2600	2,5	0,87
Thủy tinh	2530	1,20	0,84
Amiăng	577	0,16	0,816
Bông thủy tinh	200	0,04	0,67

Phụ lục 5

Kích thước cyclon (m)

V (m^3/h)	D	a	b	F=ab	D	h_1	h_2	h_3	D_1	D-a
90-450	0,20	0,05	0,1	0005	0,40	0,07	0,10	0,16	0,10	0,15
240-1050	0,30	0,075	0,15	0,0116	0,06	0,1	0,14	0,24	0,15	0,225
370-1800	0,40	0,10	0,20	0,02	0,08	0135	0,185	0,32	0,20	0,30
675-3380	0,50	0,125	0,25	0,0375	0,1	0,17	0,23	0,40	0,25	0,875
810-1450	0,60	0,15	0,30	0,045	0,12	0,2	0,275	0,45	0,30	0,45
1140-7200	0,8	0,20	0,40	0,08	0,16	0,226	0,366	0,64	0,4	0,6
2250-11250	1	0,25	0,50	0,125	0,20	0,333	0,458	0,8	0,5	0,75
3240-16200	1,20	0,30	0,60	0,18	0,24	0,4	0,55	0,96	0,6	0,90
4400-22000	1,40	0,35	0,70	0,245	0,28	0,466	0,641	1,12	0,7	1,05
5750-28700	1,60	0,40	0,80	0,23	0,32	0,538	0,733	1,23	0,8	1,2
7290-36450	1,80	0,45	0,90	0,405	0,36	0,6	0,825	1,44	0,9	1,35
9000-45000	2,0	0,50	1,00	0,5	0,4	0,666	0,916	1,6	1,0	1,5
14100-70500	2,50	0,625	1,25	0,781	0,5	0,883	1,145	2,00	1,20	1,875
20250-101250	3	0,75	1,50	1,125	0,6	1,00	1,375	2,40	1,50	2,25
27500-138000	3,50	0,875	1,75	1,53	0,7	1,166	1,603	2,8	1,75	2,625

Phụ lục 6

Đặc trưng của một số nguyên liệu trong lò đốt

Đặc trưng	Ký hiệu	Đơn vị	Gỗ	Than bùn	Than nâu	Antraxit
Hệ số không khí thừa		-	1,4-1,45	1,45-1,5	1,4-1,45	1,4-1,45
Tổ thất do không cháy hết về hóa học	q_3	%	2÷3	2÷3	2÷3	2÷2,5
Tổ thất do cháy không hết về cơ khí	q_4	%	0,5÷1	4,5÷5	9÷7	29,5÷12
Áp suất cho phép trong buồng đốt	S	mmH_2O	3	3	3	3
Áp suất dưới ghi	p	mmH_2O	-	24-40	50-80	50-100

Đặc điểm một số loại nhiên liệu chính

Loại nhiên liệu	Thành phần hóa học %							Năng suất tỏa nhiệt Q^P (kCal/s)
	C^P	H^P	N^P	O^P	S^P	A^P	W^P	
Than Ăngtraxit	7,04	1,4	1,8	1,9	0,7	17,3	6,5	6000
Than bùn	3,09	3,2	1,3	17,8	6,2	6,6	40,0	2560
Mazít và nhiên liệu động cơ	85,0	12,5	0	0,4	0,1	-	2,0	9740-9970
Gỗ (hỗn hợp)	3,28	3,9	0,4	27,3	0	06	35,0	2700

Phụ lục 7

Thông số vật lý của không khí khô

t^0C	ρ kg/m³	C_p kJ/kg	$\lambda.10^{-2}$ W/mK	$a.10^{-6}$ m²/s	$\mu.10^{-6}$ N.s/m²	$\nu.10^{-6}$ m²/s	Pr
-50	1,584	1,103	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,217,4	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1.009	2,34		16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,0	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	3,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	24,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,039	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,12	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	3,93	115,3	34,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	4,27	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	4,60	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	4,91	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	5,12	216,2	46,7	155,1	0,717

1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	133,7	0,724

Phụ lục 8

Độ ẩm bảo quản các hạt ngũ cốc

Vật liệu	ω_{Min},%	Ω_{th},%	ω_{Max},%
Lúa mì	14	15,5	17
Ngô	14	17	20
Kê	13,5	15	17
Đậu nành	16	18	20
Các loại đậu	14	17	19
Hạt hướng dương	15	17	20
Hạt đay	11	12	14

Phụ lục 9

Thể tích không khí ẩm của một không khí khô v (m^3/kg kk)

Theo nhiệt độ và độ ẩm tương đối khi B = 745 mmHg

t,°C	φ, %						
	100	90	70	50	30	10	0
-10	0,762	0,762	0,762	0,761	0,761	0,761	0,760
0	0,794	0,794	0,793	0,792	0,791	0,790	0,789
5	0,811	0,810	0,809	0,807	0,804	0,804	0,804
10	0,828	0,827	0,825	0,823	0,521	0,819	0,818
20	0,867	0,865	0,861	0,857	0,853	0,849	0,847
30	0,915	0,911	0,703	0,895	0,887	0,880	0,876
40	0,977	0,970	0,754	0,940	0,925	0,912	0,905
50	1,07	1,05	1,02	0,996	0,970	0,945	0,934
60	1,44	1,17	1,12	1,07	1,02	0,928	0,963
70	1,20	1,38	1,27	1,17	1,09	1,02	0,992
80	1,95	1,79	1,53	1,34	1,19	1,07	1,02
90	3,57	2,88	2,08	1,63	1,33	1,13	1,05
99,4	∞	10,9	3,43	2,17	1,54	1,20	1,08
100	∞	10,9	3,43	2,17	1,55	1,20	1,07
120	∞	11,5	3,82	2,28	1,63	1,26	1,11

140	∞	12,0	4,01	2,40	1,71	1,33	1,19
160	∞	12,6	4,19	2,51	1,79	1,39	1,25
180	∞	13,2	4,38	2,63	1,87	1,46	1,31
200	∞	13,7	4,57	2,74	1,96	1,52	1,37
220	∞	14,3	4,76	2,86	2,04	1,58	1,42
240	∞	14,9	4,95	2,97	2,12	1,65	1,48
260	∞	15,4	5,15	3.09	2,20	1,71	1,54
280	∞	16,0	5,34	3,20	2,28	1,78	1,60
300	∞	16,6	5,53	3,32	2,37	1,84	1,66
400	∞	19,5	6,49	3,89	2,78	2,16	1,94
500	∞	22,3	7,45	4,47	3,19	2,48	2,23
600	∞	15,2	8,41	5,05	3,40	2,80	2,52
700	∞	28,1	9,37	5,62	4,02	3,12	2,81
800	∞	31,0	10,3	6,20	4,43	3,45	3,10

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Hoàng Văn Chước, *Kỹ thuật sấy*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, 1999.
2. Đoàn D. - Bùi Đức Hợi - Mai Văn Lề - Nguyễn Như Thung, *Công nghệ và các máy chế biến lương thự.*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, 1983.
3. Đỗ Văn Đài - Nguyễn Trọng Khuông cùng các đồng sự, *Cơ sở các quá trình và thiết bị công nghệ hóa học*, tập I, II (tái bản), Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2000.
4. Bùi Đức Hợi - Mai Văn Lề và cộng sự, *Kỹ thuật chế biến lương thực*, tập I, II, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, 2006.
5. Hãng Himel CHLB Đức, *Tài liệu máy phân loại và trộn*, Xuất bản 2000.
6. Tôn Thất Minh, *Máy và thiết bị vận chuyển và định lượng*, Đại Học Bách Khoa Hà Nội, 2000
7. Nguyễn Như Trung - Lê Nguyên Đương - Phan Lê - Nguyễn Văn Khỏe, *Máy và thiết bị chế biến thức ăn chăn nuôi*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật 1987.
8. Nguyễn Minh Tuyển, *Các máy khuấy trộn trong công nghiệp*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, 1987.
9. Phạm Vĩnh Viễn, *Hoa màu*, tập 2 chế biến sử dụng, Nhà xuất bản Nông nghiệp, 1985.
10. Lã Đình Trạo, *Các quá trình máy và gia công cơ học trong công nghiệp hóa chất*, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1976.
11. Phạm Xuân Vượng, *Máy thu hoạch nông nghiệp*, Nhà xuất bản Giáo dục, 1999.
12. Hồ Lê Viên, *Giáo trình các máy gia công vật liệu rắn dẻo*, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1995.
13. *Sổ tay quá trình thiết bị công nghiệp hóa chất*, tập II (tái bản), Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật 2000.
14. A.Я.CoKo10ba. ОСНОВЬI РАСУЕТА ИКОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН, И АВТОМАТОВ П И ШЕВЬIХ ПРИЗВОД СТВО, U3gamerbcmbo "МАШИНОСТРОЕНИЕ" МОСКВА, 1969
15. Я. Н. КУПРИUА. МЕХНОПОГИЯ ПЕРЕРАЬОТКИ
16. Н. Г. СОМИНИ. МЕХАНИАЗЦИЯ * ИВОТНОВОДꞁЕСКИХ фЕРМ, СЕ16Х03ГИЗ – 1959.
17. Mai Văn Lề - Bùi Đức Hợi, *Bảo quản lương thực*, Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật, 1987.

18. Nguyễn Văn May, *Giáo trình bơm quạt máy nén*, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1993.

19. Trần Minh Vượng – Nguyễn Thị Minh Thuận, *Máy phục vụ chăn nuôi*, Nhà xuất bản Giáo dục 1999.

20. Viện thiết kế máy nông nghiệp, *Nghiên cứu thiết kế máy nông nghiệp*, Tập san số 2, 1983.

21. Nhà máy cơ khí Hoàng Liệt, *Tổ hợp xay xát gạo xuất khẩu 6t/h*, Hà Nội, 1983.

GIÁO TRÌNH MÁY VÀ THIẾT BỊ CHẾ BIẾN LƯƠNG THỰC

NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA – HÀ NỘI
Số 1 – Đại Cồ Việt – Hai Bà Trưng – Hà Nội
ĐT: 04. 38684569; 04. 22410605; 04. 22410608; Fax:04. 38684570

Chịu trách nhiệm xuất bản:

Giám đốc – Tổng biên tập:	PHÙNG LAN HƯƠNG
Biên tập:	TỔ BIÊN TẬP
Phản biện:	PGS. TS. LÊ NGUYÊN ĐƯƠNG
	TS. NGUYỄN MINH HỆ
	NGUYỄN VĂN MAY
Chế bản:	NGUYỄN THỊ NHUNG
Trình bày bìa:	ĐÀO MINH ANH

In 200 cuốn khổ 19 × 27cm tại Công ty Cổ phần Thương mại Quốc tế Tân Đại Việt
Giấy xác nhận đăng ký kế hoạch xuất bản số: 292-2010/CXB/13-50/BKHN, cấp ngày 30/03/2010.
In xong và nộp lưu chiểu tháng quý II năm 2010.

GIÁ: 125.000VNĐ